



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

JEŘÁBOVÁ KOČKA PORTÁLOVÉHO KONTEJNEROVÉHO JEŘÁBU

CRAB OF CONTAINER GANTRY CRANE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Radek Doležel

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.

BRNO 2021

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Radek Doležel**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: **Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.**
Akademický rok: 2020/21

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Jeřábová kočka portálového kontejnerového jeřábu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Studie jeřábové kočky kolejového portálového jeřábu vybaveného závěsným rámem pro manipulaci s kontejnery.

Portálový jeřáb slouží pro stohování kontejnerů na překladišti.

Návrh zahrnuje rám kočky, zdvihové ústrojí, pohon zdvihu, pohon pojezdu kočky.

Technické parametry a požadavky:

Nosnost jeřábu 80 t.

Min. rozsah zdvihu 22 m.

Cíle bakalářské práce:

Stručná rešerše věnovaná zůsobům provedení zdvihového ústrojí jeřábů používaných pro manipulaci s kontejnery.

Koncepční studie jeřábové kočky portálového jeřábu.

Výpočet základních funkčních parametrů.

Pevnostní výpočet vybraných konstrukčních uzlů.

Podsestava svařence hlavního rámu kočky.

Výkres sestavy jeřábové kočky.

Seznam doporučené literatury:

BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 9788055311876

FEYRER K.: Drahtseile, ed. Springer, Berlin, 2000, s. 468, ISBN-10: 3-540-67829-8, ISBN-13: 978--540-67829-8

HOFFMANN, K., KRENN, E., TANKER, G.: Fördertechnik 1, ed. Oldenbourg Industrieverla, 2005, s. 240, ISBN-10: 3-8356-3059-8, ISBN-13: 978-3-8356-3059-8

JURÁŠEK, O.: Teorie nosných konstrukcí, skripta VUT v Brně, 1989

REMTA, F., KUPKA, L., DRAŽAN, F.: Jeřáby, 2., přeprac. a dopln. vyd., SNTL Praha, 1975

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem jeřábové kočky, která má nosnost 80 t a výšku zdvihu 22 m. Tato jeřábová kočka je určena pro portálový jeřáb, používaný v překladišti kontejnerů. Portálový jeřáb zajišťuje přemísťování kontejnerů a překládání kontejnerů na dopravní prostředky. V této práci je vypočítána jedna konkrétní varianta jeřábové kočky se dvěma zdvihovými bubny a čtyřmi pojezdovými koly. Práce je rozdělena do tří hlavních částí. První je stručná rešerše zdvihových strojů. Druhá část je výpočtová. Poslední část je zaměřená na výkresy sestavy a svařence hlavního rámu.

KLÍČOVÁ SLOVA

jeřábová kočka, zdvihové stroje, pojezdové stroje, rám jeřábové kočky

ABSTRACT

This bachelor's thesis deals with design of crane trolleys, with a load capacity of 80 t and a lift height of 22 m. This crane trolley is constructed for a gantry crane used in a container transshipment yard. The gantry crane ensures the relocation and transfer of containers to means of transport. In this work, one specific type of a crane cat with two lifting drums and four travel wheels is calculated. The work is divided into three main parts. The first is a brief search of lifting devices. The second part is computational. The last part is focused on assembly drawings and welding of the main frame.

KEYWORDS

trolley crab, lifting mechanism, traveling mechanism, trolley crab frame,

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

DOLEŽEL, R. Jeřábová kočka portálového kontejnerového jeřábu. Brno, 2021. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 73 s. Vedoucí diplomové práce Přemysl Pokorný.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 21. května 2021

.....

Radek Doležel

PODĚKOVÁNÍ

Na úvod bych chtěl poděkovat svému vedoucímu práce panu Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D za jeho čas, ochotu a dobré rady.

OBSAH

Úvod	12
1 Rešerše zdvihového ústrojí	13
1.1 Liebherr anti-sway system	13
1.2 Konecranes.....	13
2 Zadané parametry	16
3 Účinky zatížení.....	16
3.1.1 Pravidelná zatížení.....	16
3.1.2 Občasná zatížení	18
3.1.3 Výjimečná zatížení	19
4 Návrh zdvihového ústrojí.....	21
4.1 Návrh lanového převodu.....	21
4.2 Návrh lana.....	21
4.2.1 lanový převod	21
4.2.2 Účinnost kladkostroje	22
4.2.3 zatížení svislého lana	22
4.2.4 Minimální únosnost lana	22
4.3 prokázání statické pevnosti.....	23
4.3.1 Návrhová síla v laně	24
4.3.2 účinky setrvačnosti a tíhy	24
4.3.3 Návrhová síla únosnosti	26
4.4 prokázání únavové pevnosti.....	26
4.4.1 Návrhová síla v laně při únavě	27
4.4.2 Návrhová síla únosnosti	28
4.5 Výpočet rozměrů kladek	31
4.5.1 Nejmenší dovolený průměr vodící kladky	31
4.5.2 Jmenovitý průměr vodící kladky	32
4.5.3 Nejmenší dovolený průměr vyrovnávací kladky.....	32
4.5.4 Jmenovitý průměr vyrovnávací kladky	32
4.6 Výpočet rozměrů lanového bubnu.....	32
4.6.1 Nejmenší dovolený základní průměr	32
4.6.2 Jmenovitý průměr lanového bubnu	33
4.6.3 Délka navíjeného lana	33
4.6.4 Počet závitů na bubnu.....	33
4.6.5 Rozměry a drážkování lanového bubnu	34
4.6.1 výpočet délky lanového bubnu.....	34
4.7 Pevnostní kontrola lanového bubnu.....	35
4.7.1 Ohybový moment	35
4.7.2 Modul průřezu v ohybu	36
4.7.3 Ohybové napětí.....	36
4.7.4 Kroutící moment na plášti bubnu	36
4.7.5 Modul průřezu v krutu	36
4.7.6 Napětí v krutu	37
4.7.7 Vnější tlakové napětí	37

4.7.8	Redukované napětí	37
4.8	Návrh pohonu zdvihu.....	38
4.8.1	Celková účinnost	38
4.8.2	Výkon pohonu zdvihu	38
4.8.3	Parametry zvoleného motoru.....	38
4.9	Návrh převodovky zdvihu	39
4.9.1	Navrhované otáčky lanového bubnu	39
4.9.2	Navrhovaný převodový poměr	39
4.9.3	kroucí moment přenášený převodovkou	39
4.9.4	Parametry zvolené převodovky	40
4.9.5	Skutečné otáčky lanového bubnu	40
4.9.6	Skutečná rychlost zdvihu.....	40
4.10	Kontrola rozběhu motoru	40
4.10.1	Celkový převodový poměr	41
4.10.2	rozběhový moment	41
4.10.3	Statický moment břemene	41
4.10.4	dobu rozběhu zdvihu.....	41
4.10.5	moment setrvačných sil posuvných hmot.....	42
4.10.6	Moment setrvačných sil rotujících hmotností redukovaných na hřídel.....	42
4.10.7	Spouštěcí moment motoru	42
4.11	Návrh brzdy zdvihového ustrojí.....	42
4.11.1	Požadovaná doba zpomalení zdvihu.....	42
4.11.1	brzdny moment.....	43
4.11.2	Statický moment břemene	43
4.11.3	moment setrvačných sil posuvných hmot při brždění	43
4.11.4	Moment setrvačných sil rotujících hmotností redukovaných na hřídel při brždění 43	
4.11.5	Požadovaný brzdny moment	44
4.12	Parametry navržené brzdy	44
4.13	Kontrola převodovky na přenesení brzdného momentu	44
5	Pevnostní výpočet rámu kočky	45
5.1	maximální účinek zatížení	45
5.2	Pevnostní výpočet nosníků	45
5.2.1	Síla od komponent na jeřábové kočce	45
5.2.2	Síla od břemene	45
5.2.3	Celková síla	45
5.2.4	Vlastní tíha.....	45
5.2.5	VVÚ	46
5.2.6	Maximální moment	48
5.2.7	Moment setrvačnosti	48
5.2.8	Maximální ohybové napětí	50
5.2.9	Dovolené napětí.....	50
6	Návrh mechanismu pojezdového ústrojí	51
6.1	Návrh pojezdových kol	51
6.1.1	Prokázání statické únosnosti.....	51
6.1.2	Prokázání únavové pevnosti	52
6.1.3	Navrhová kontaktní síla únosnosti	53

6.2	Návrh pohonu pojezdu	55
6.2.1	Tažná síla motoru	55
6.2.2	Potřebný výkon motorů	56
6.2.3	Navrhované otáčky pojezdových kol	57
6.2.4	zvolený motor a převodovka	57
6.2.5	Skutečná pojezdová rychlost	58
6.2.6	Doba rozběhu	58
6.2.7	Kontrola rozběhového momentu	58
6.3	kontrola integrované brzdy	60
6.3.1	Doba zabrzdění	60
6.3.2	Brzdný moment	61
Závěr		62
Seznam použitých zkratk a symbolů		65
Seznam příloh		73

ÚVOD

Z důvodu zrychlující se výroby bylo zapotřebí zajistit přepravu materiálu a výrobků jinak než nakládáním na dopravní prostředek po jednom kusu. Tato metoda je velice neefektivní způsob. Z tohoto důvodu byla nutná paletizace.

Paletizace snížila množství manipulace s materiálem. Jednotlivé kusy ukládá na palety dělník u pásu, proto dělník na logistice nemusí nakládat a vykládat jednotlivé kusy, a pracuje pouze s celými paletami, které pojmu desítky až tisíce jednotlivých kusů. Pro překládku palet postačuje vysokozdvizný vozík.

Při nutnosti přepravy mnoha palet nebo kusového zboží přes moře nebo po železnici nastává problém v nekonečném v překládání palet nebo dopravního prostředku, který stojí nevyužitý na vagónu nebo na lodi. Z tohoto důvodu se začaly využívat kontejnery, které umožnily rychlé překládání a stohování kontejnerů na sebe.

Pro stohování a překládání v překladištích jsou použity dvou nosníkové portálové jeřáby, které jsou ideální svojí konstrukcí. V přístavištích jsou použity nejčastěji 3 druhy jeřábů a to RTG, RMG a STS. Na všech uvedených jeřábech pojíždí jeřábová kočka, na které je umístěno zdvihové ústrojí zajišťující zvedání kontejneru. Následné převezení zajistí pojezdový mechanismus kočky nebo jeřábu.

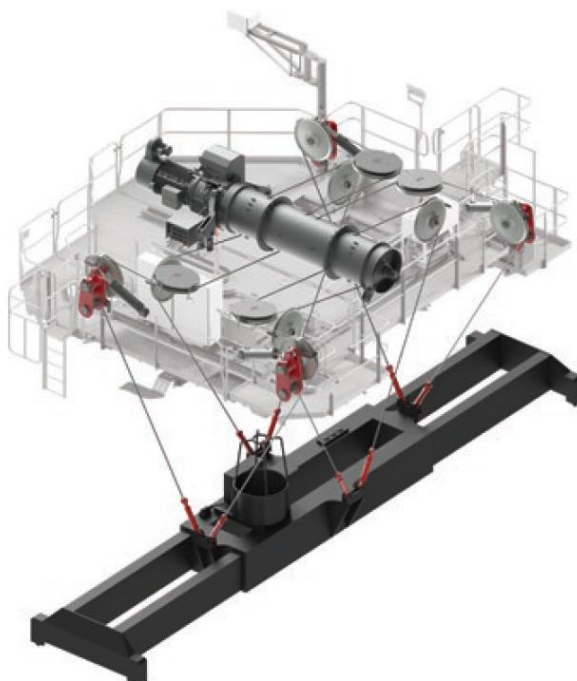
Tato bakalářská práce byla vybrána z důvodu významnosti portálových kontejnerových jeřábů v přepravě materiálu a výrobků po vodě nebo po železnici.

1 REŠERŠE ZDVIHOVÉHO ÚSTROJÍ

Zdvihové ústrojí portálového kontejnerového jeřábu má několik konstrukčních řešení jeřábové kočky, které mají společnou tu vlastnost, že se pohybují po dvounosníkovém portále.

1.1 LIEBHERR ANTI-SWAY SYSTEM

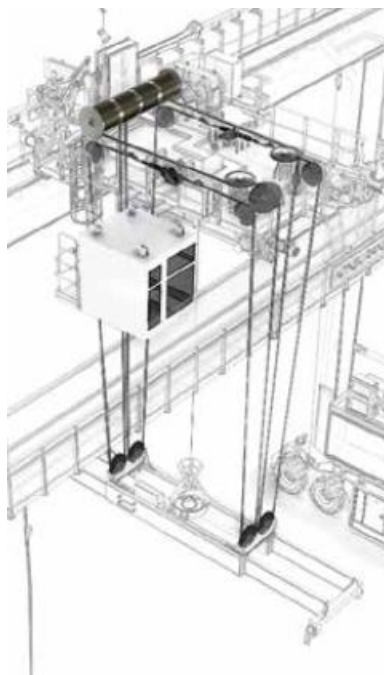
Výrobce Liebherr využívá lanový anti-sway systém. Což znamená, že při pohybu s břemenem v jakémkoliv směru je zamezeno houpání břemena. To je docíleno pomocí unikátní koncepce využívající jednoho bubnu, na který je navíjeno 8 lan jejichž druhé konce jsou upevněny na spreadru. Pro vedení lan je použito dvanáct kladek. Na buben působí zatížení v jedné ose, kde čtyři síly lana působí v opačném směru. Z tohoto důvodu je lanový buben namáhán minimálním ohybem.



Obr. 1: LIEBHERR ANTI-SWAY SYSTÉM Zdroj: [15]

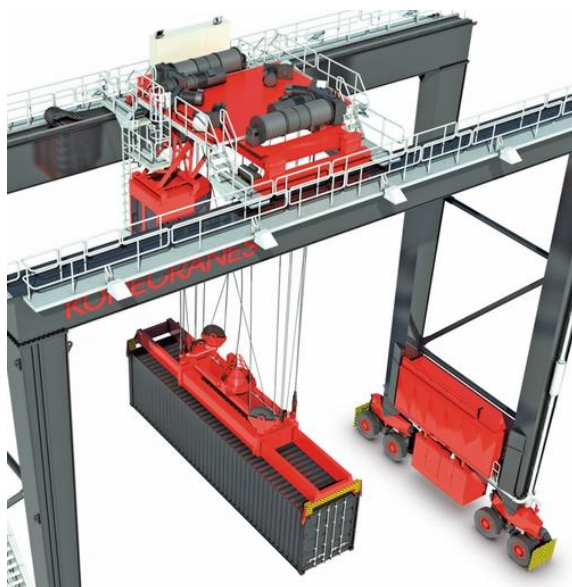
1.2 KONECRANES

Konecrane nabízí tři koncepční řešení, z kterých jsou první dvě klasické. První koncepční řešení zdvihového ústrojí je s jedním bubnem, na který se navíjí 4 lana. Aby buben nebyl moc široký lano se musí navíjet na více vrstev, což snižuje životnost lana. Lanový převod je dva. Zatížení na buben je rozloženo do dvou os, proto se částečně snižuje namáhání na ohyb bubnu.



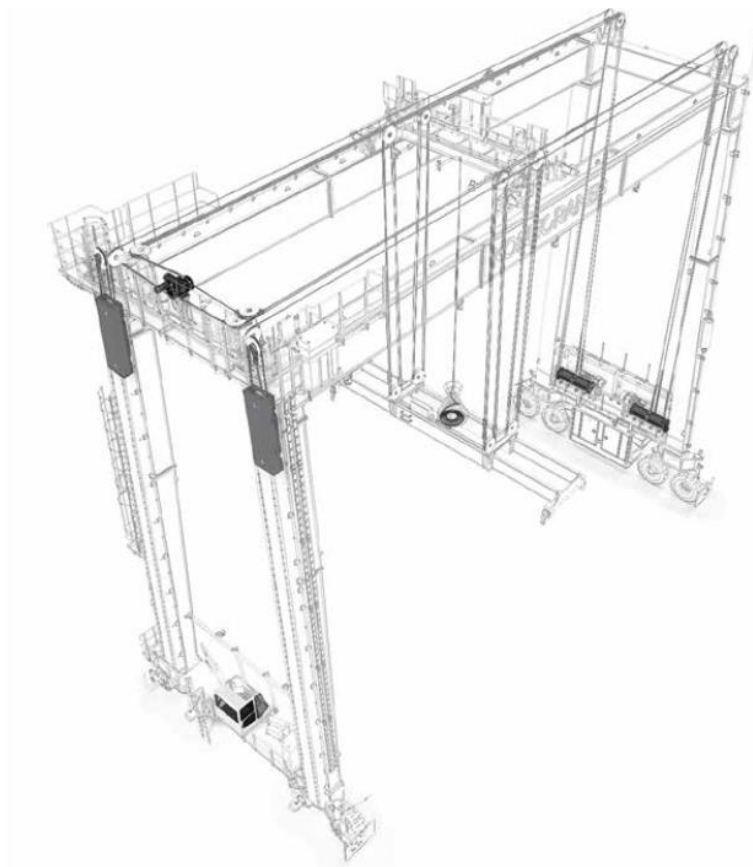
Obr. 2: Konecrane první koncepční řešení Zdroj: [14]

Druhé koncepční řešení jeřábové kočky je se dvěma bubny, na které se navíjí čtyři lana. Koncepce využívá dvou zdvihových ústrojí, které jsou symetricky na obou stranách jeřábové kočky. Lano lanové větve musí být ukončeno z každé strany na jiném bubnu, jinak hrozí riziko nerovnoběžnosti zdvihových ústrojí. Bylo by možné tento problém řešit za pomoci královské hřídele. Lanový převod je dva.



Obr. 3: Konecrane druhé koncepční řešení Zdroj: [14]

Třetí koncepční uspořádání od tohoto výrobce je netradiční, jelikož se většina částí zdvihového ústrojí nachází mimo kočku. Toto koncepční uspořádání má 2 bubny a 4 navíjená lana. Na protější straně jsou vyrovnávací kladky. Na jeřábové kočce se nachází pouze pojezdové ústrojí a vodící kladky.



Obr. 4: Konecrane třetí koncepční řešení Zdroj: [14]

2 ZADANÉ PARAMETRY

Vstupní parametry pro tuto bakalářskou práci jsou nosnost 80 t a výška zdvihu 22 m.

3 ÚČINKY ZATÍŽENÍ

Jsou počítané podle [1] a podle [2]. Tyto účinky zatížení jsou nutné pro všechny návrhové oddíly.

3.1.1 PRAVIDELNÁ ZATÍŽENÍ

ÚČINKY PŘI ZDVIHÁNÍ A GRAVITAČNÍ ÚČINKY PŮSOBÍCÍ NA HMOTNOST JEŘÁBU

Gravitační zatížení účinku hmotnosti je příznivé.

$$\phi_1 = 1 - \delta \quad (1)$$

$$\phi_1 = 1 - 0$$

$$\phi_1 = 1$$

Kde:

$\phi_1[-]$ součinitel gravitačního účinku hmotnosti

$\delta [-]$ pomocný součinitel pro účinky gravitace

ZDVIHÁNÍ VOLNĚ LEŽÍCÍHO BŘEMENA

Pro jeřáby s lanovým převodem podle [2] se vypočítá teoretický součinitel, podle kterého se následně určí zdvihová třída.

$$\phi_{2t} = 1 + \frac{2,8 \cdot v_{h,max}}{0,45 + \left(\frac{R_r \cdot l_r}{1500 \cdot Z_a} \right)} \quad (2)$$

$$\phi_{2t} = 1 + \frac{2,8 \cdot \left(\frac{40,71}{60} \right)}{0,45 + \left(\frac{1960 \cdot 44}{1500 \cdot 2,1} \right)^{\frac{1}{2}}}$$

$$\phi_{2t} = 1,334$$

Kde:

$\phi_{2t}[-]$ teoretický součinitel pro určení zdvihové třídy

$v_{h,max} [m \cdot s^{-1}]$ maximální ustálená rychlost zdvihu

$R_r [MPa]$ třída pevnosti lana podle [3]

$l_r [m]$ délka lana v jedné větvi

$Z_a [-]$ skutečný součinitel bezpečnosti lana

Podle [2] tab. 2 byla zvolena zdvihová třída HC2.

Podle [1] tab. 4 byla volena třída pohonu zdvihu HD4: bezstupňové ovládání pohonu, které provádí plynulé zvyšování rychlosti .

Dynamický součinitel pro kombinaci zatížení A a B

$$\phi_2 = \phi_{2,\min} + \beta_2 \cdot v_h \quad (3)$$

$$\phi_2 = 1,1 + 0,34 \cdot 0,339$$

$$\phi_2 = 1,215$$

Kde:

$$v_h = 0,5 \cdot \frac{v_{h,\max}}{60} \quad (4)$$

$$v_h = 0,5 \cdot \frac{40,71}{60}$$

$$v_h = 0,339$$

Kde:

ϕ_2 [-] součinitel zdvínání volně ležícího břemena

$\phi_{2,\min}$ [-] minimální součinitel, zvolen podle [1] tab. 4

v_h [m·s⁻¹] charakteristická zdvihová rychlost břemena, výpočet podle [1] tab. 3

β_2 [-] součinitel závislý na tuhosti jeřábu

Třída tuhosti 2

Dynamický součinitel pro kombinaci zatížení C

$$\phi_{2c} = \phi_{2,\min} + \beta_2 \cdot v_{h\max} \quad (5)$$

$$\phi_{2c} = 1,1 + 0,34 \cdot 0,679$$

$$\phi_{2c} = 1,33$$

Kde:

ϕ_{2c} [-] součinitel zdvínání volně ležícího břemena pro výjimečná zatížení

NÁHLÉ UVOLNĚNÍ BŘEMENA ZDVIHU

Součinitel ϕ_3 se používá se pouze pro jeřáby s drapákem nebo magnetem. Tudíž tento součinitel je v tomto případě roven 1

ZATÍŽENÍ ZPŮSOBENÉ POJEZDEM PO NEROVNÉM POVRCHU

Pro pojezd po svařované koleji s vybroušenými sváry voleno $\phi_4 = 1$

ZATÍŽENÍ ZPŮSOBENÁ ZRYCHLENÍM POHONU

Voleno $\phi_5 = 1,2$ pro pohony bez rázů při zpětném chodu

3.1.2 OBČASNÁ ZATÍŽENÍ**ZATÍŽENÍ ZPŮSOBENÁ VĚTREM ZA PROVOZU**

Voleno obvyklý vítr $v(3) = 20$ podle [1] tabulky 5

Účinek větru úrovně W1, pro výpočet nosné konstrukce

$$F_{W1} = \Sigma q(3) \cdot c_a \cdot S \quad (6)$$

$$F_{W1} = 250 \cdot 2,2 \cdot 31,72 + 250 \cdot 2,4 \cdot 3,5 + 250 \cdot 2,4 \cdot 10$$

$$F_{W1} = 25\,546\,N$$

Účinek větru úrovně W2, pro výpočet potřebných rozjezdových hnacích sil

$$F_{W2} = \Sigma \varepsilon_{S2} \cdot q(3) \cdot c_a \cdot S \quad (7)$$

$$F_{W2} = 0,7 \cdot 175 \cdot 2,2 \cdot 31,72 + 0,7 \cdot 175 \cdot 2,4 \cdot 3,5 + 0,7 \cdot 175 \cdot 2,4 \cdot 10$$

$$F_{W2} = 12\,517,5\,N$$

Účinek větru úrovně W3, pro výpočet potřebného výkonu poháněcího systému během ustáleného pohybu

$$F_{W3} = \Sigma \varepsilon_{S3} \cdot q(3) \cdot c_a \cdot S \quad (8)$$

$$F_{W3} = 0,35 \cdot 92 \cdot 2,2 \cdot 31,72 + 0,35 \cdot 92 \cdot 2,4 \cdot 3,5 + 0,35 \cdot 92 \cdot 2,4 \cdot 10$$

$$F_{W3} = 3290,32\,N$$

Kde:

F_{W1} [N] zatížení od větru pro výpočet nosné konstrukce

F_{W2} [N] zatížení od větru pro výpočet potřebných rozjezdových hnacích sil

F_{W3} [N] zatížení od větru pro výpočet potřebného výkonu poháněcího systému během ustáleného pohybu

c_a [-] aerodynamický součinitel uvažovaného prvku

S [m^2] charakteristická plocha uvažovaného prvku

Při:

$q(3) = 0,5 \cdot \rho \cdot v(3)^2$ [Pa] tlak větru při rychlosti nárazového větru

$\rho = 1,25 \text{ kg/m}^3$ [m·s⁻¹] hustota vzduchu

$\varepsilon_{S2} = 0,7$ součinitel větru úrovně W2

$\varepsilon_{S3} = 0,35$ součinitel větru úrovně W3

$v(3) = 1,5 \cdot \bar{v}$ rychlost nárazu větru jako průměr intervalu 3 vteřin

\bar{v} střední rychlost větru jako průměr intervalu 10 minut ve výšce 10 m nad terénem nebo hladinou moře - volen stupeň větru: obvyklý

ZATÍŽENÍ SNĚHEM NEBO NÁMRAZOU

Je počítáno ze sil od větru zvětšených o 10%

$$F_{S1} = F_{W1} \cdot 1,1 = 25\,546 \cdot 1,1 = 28100,6 \text{ N} \quad (9)$$

Kde:

F_{S1} [N] – zatížení od námrazy

3.1.3 VÝJIMEČNÁ ZATÍŽENÍ

ZATÍŽENÍ PŘI ZDVIHÁNÍ LEŽÍCÍHO BŘEMENA MAXIMÁLNÍ RYCHLOSTÍ ZDVIHÁNÍ

Bylo vypočítáno ve 3. 1. 1. rovnice 5

$$\phi_{2c} = 1,55$$

ZATÍŽENÍ ZPŮSOBENÁ VĚTREM MIMO PROVOZ

$$F_{Wz} = q(z) \cdot c_a \cdot A \quad (11)$$

$$F = 1018,59 \cdot 2,2 \cdot 31,72 + 1018,59 \cdot 2,4 \cdot 3,5 + 1018,59 \cdot 2,4 \cdot 10$$

$$F = 104083 \text{ N}$$

Kde se ekvivalentní statický tlak při bouřlivém větru vypočítá:

$$q(z) = 0,5 \cdot \rho \cdot v(z)^2 \quad (12)$$

$$q(z) = 0,5 \cdot 1,25 \cdot 40,37^2$$

$$q(z) = 1018,59$$

Kde se ekvivalentní statická rychlost při bouřlivém větru vypočítá:

$$v(z) = f_{ref} \cdot \left(\left(\frac{z}{10} \right)^{0,14} + 0,4 \right) \cdot v_{ref} \quad (13)$$

$$v(z) = 0,9463 \cdot \left(\left(\frac{23}{10} \right)^{0,14} + 0,4 \right) \cdot 28$$

$$v(z) = 40,37$$

Kde:

F_{wz} [N]	síla při bouřlivém větru
$f_{ref} = 0,9463$ [-]	součinitel opakování větru mimo provoz pro 25 let podle [1]
$v_{ref} = 28$ [m·s ⁻¹]	rychlost při bouřlivém větru voleno podle [1] obrázku 12 a tab. 8
$q(z)$ [Pa]	ekvivalentní statický tlak při bouřlivém větru
$v(z)$ [m·s ⁻¹]	ekvivalentní statická rychlost při bouřlivém větru

ZKUŠEBNÍ BŘEMENA

Dynamický součinitel

$$\phi_6 = 0,5 \cdot (1 + \phi_2) \quad (14)$$

$$\phi_6 = 0,5 \cdot (1 + 1,13)$$

$$\phi_6 = 1,106$$

Kde:

ϕ_6 [-] součinitel zkušebního břemena

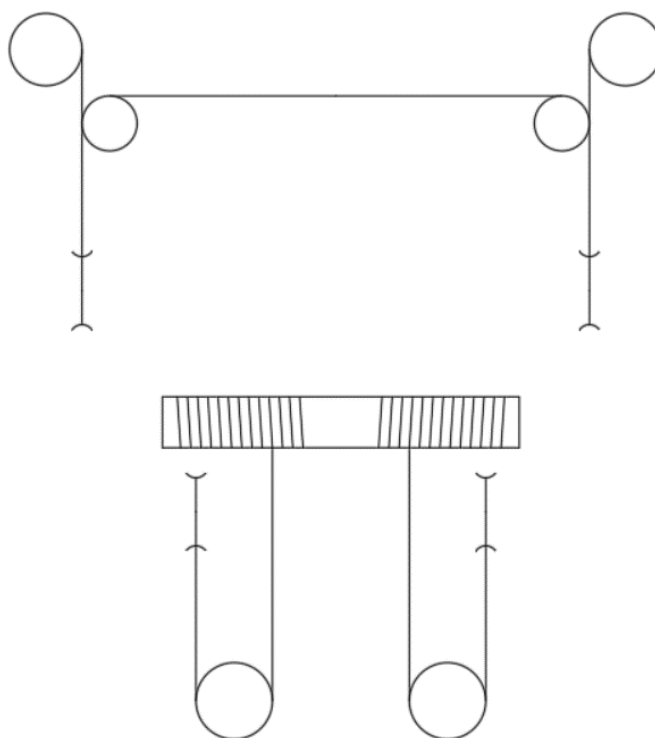
ZATÍŽENÍ ZPŮSOBENÁ SILAMI NA NÁRAZNÍK

Voleny nárazníky s lineární charakteristikou, hodnota součinitele $\phi_7 = 1,25$

4 NÁVRH ZDVIHOVÉHO ÚSTROJÍ

4.1 NÁVRH LANOVÉHO PŘEVODU

Vzhledem k vysokému požadavku na nosnost, která je 80 000 kg je zvoleno zdvojené ústrojí zdvihu, které bude symetricky na obou koncích kočky. Díky tomuto řešení bude jedno zdvihové ústrojí zatíženo 40 000 kg. Toto zdvihové ústrojí má převodový poměr $i_k = 2$, který byl dosažen pomocí čtyř vodících kladek ve spreaderu a čtyř vyrovnávacích kladek umístěných na rámu kočky. Pomocí tohoto řešení je hmotnost břemene rozložena do osmi nosných průřezů lana.



Obr. 5: Návrh lanového převodu

4.2 NÁVRH LANA

Při návrhu lana je vycházeno z [4]. Norma byla použita pro návrh lana a bude zkontrolována podle novější normy [5].

4.2.1 LANOVÝ PŘEVOD

$$i_k = \frac{n_l}{z} \quad (15)$$

$$i_k = \frac{8}{4}$$

$$i_k = 2$$

Kde:

i_k [-] převodový poměr

n_l [-] počet nosných průřezů lana

z [-] počet konců lana navíjených na buben

4.2.2 ÚČINNOST KLADKOSTROJE

$$\eta_{kl} = \frac{1 - \eta_1^n}{n \cdot (1 - \eta_1)} \quad (16)$$

$$\eta_{kl} = \frac{1 - 0,98^2}{4 \cdot (1 - 0,98)}$$

$$\eta_{kl} = 0,99$$

Kde:

η_{kl} [-] účinnost kladkostroje

η_1 [-] účinnost jedné kladky - podle [4] str. 5

n [-] počet nosných průřezů lana v jedné větvi

4.2.3 ZATÍŽENÍ SVISLÉHO LANA

Dáno

$$m_b = 60\,000\text{ kg}$$

$$m_{sp} = 20\,000\text{ kg}$$

$$F_{sl} = \frac{(m_b + m_{spr}) \cdot g}{z \cdot i_k \cdot \eta_{kl}} \quad (17)$$

$$F_{sl} = \frac{(60\,000 + 20\,000) \cdot 9,81}{4 \cdot 2 \cdot 0,99}$$

$$F_{sl} = 99\,090,9\text{ N}$$

Kde:

F_{sl} [N] zatížení svislého lana od břemena

m_b [kg] hmotnost břemena

m_{sp} [kg] hmotnost spreaderu

g [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] tíhové zrychlení

4.2.4 MINIMÁLNÍ ÚNOSNOST LANA

Navrhnutý koeficient bezpečnosti podle [4] tabulky 1 je $k=7,4$ který se ještě navyšuje o 0,7 z důvodu střídavého ohybu lana.

$$F_{lmin} = F_{kl} \cdot k_L \quad (18)$$

$$F_{lmin} = 99\,090,9 \cdot 8,1$$

$$F_{lmin} = 802\,636,3 \text{ N}$$

Voleno lano dle [3] 36 6x19S-WC 1960 A sZ

Kontrola:

$$F_{lmin} \leq F_l$$

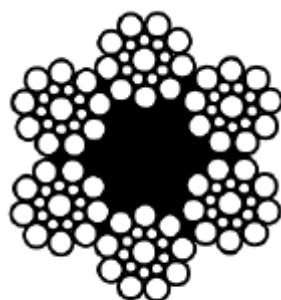
$$802\,636,3 \leq 904\,000 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde:

F_{lmin} [N] minimální požadovaná únosnost lana s bezpečností podle [4]

F_l [N] únosnost zvoleného lana při pevnosti 1960 MPa dle [3], str. 12

k_L [-] součinitel bezpečnosti lana



6 x 19S-FC

Obr. 6: Zvolené lano

Zdroj: [3]

4.3 PROKÁZÁNÍ STATICKÉ PEVNOSTI

Podle [5] v kombinaci s účinky zatížení [1] musí být prokázáno, že návrhová síla působící v laně, která je vynásobena součiniteli, musí být větší než návrhová síla v laně, která je snížena o součinitel.

$$F_{lsd,s} \leq F_{lRd,s} \quad (19)$$

$$197\,749,2 \leq 395\,191,26 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

kde

$F_{lsd,s}$ [N] návrhová síla v laně

$F_{lRd,s}$ [N] návrhová síla únosnosti

4.3.1 NÁVRHOVÁ SÍLA V LANĚ

Součinitel rizika γ_n pro tento zdvihové ústrojí nespadá do žádné kategorie rizika, proto je roven 1.

$$F_{l_{sd,s}} = \frac{m_{Hr} \cdot g}{z \cdot i_k} \cdot \emptyset \cdot f_{s1} \cdot f_{s2} \cdot f_{s3} \cdot \gamma_p \cdot \gamma_n \quad (20)$$

$$F_{l_{sd,s}} = \frac{80000 \cdot 9,81}{4 \cdot 2} \cdot 1,212 \cdot 1,054 \cdot 1,15 \cdot 1,024 \cdot 1,34 \cdot 1$$

$$F_{l_{sd,s}} = 197749,2 \text{ N}$$

Kde:

m_{Hr} [kg] hmotnost břemena zdvihu

\emptyset [-] dynamický součinitel pro účinky setrvačnosti a tíhy

f_{s1} až f_{s3} [-] součinitelé zvětšující sílu v laně

γ_p [-] dílčí součinitel bezpečnosti (pravidelná 1,34; občasná 1,22; výjimečná 1,10) podle [1]

γ_n [-] součinitel rizika

4.3.2 ÚČINKY SETRVAČNOSTI A TÍHY

ZDVIHÁNÍ VOLNĚ LEŽÍCÍHO BŘEMENA

$$\emptyset = \emptyset_2 \quad (21)$$

$$\emptyset = 1,212$$

ZRYCHLENÍ NEBO ZPOMALENÍ ZAVĚŠENÉHO BŘEMENA

$$\emptyset = 1 + \emptyset_5 \cdot \frac{a_z}{g} \quad (22)$$

$$\emptyset = 1 + 1,2 \cdot \frac{0,3}{9,81}$$

$$\emptyset = 1,081$$

Kde:

a_z [m·s⁻²] svislé zrychlení nebo zpomalení pohybu

ZATÍŽENÍ PŘI ZKOUŠCE

$$\emptyset = \emptyset_6$$

$$\emptyset = 1,065$$

ÚČINNOST LANOVÉHO SYSTÉMU

Součinitel zvýšení návrhové síly f_{s1} je ovlivněn účinností lanového systému

$$f_{s1} = \frac{1}{n_{tot}} \quad (23)$$

$$f_{s1} = \frac{1}{0,949}$$

$$f_{s1} = 1,054$$

Kde celková účinnost lanového převodu se vypočítá:

$$\eta_{tot} = \frac{(\eta_s)^{n_s}}{i_k} \cdot \frac{1 - (\eta_s)^{n_m}}{1 - \eta_s} \quad (24)$$

$$\eta_{tot} = \frac{(0,985)^2}{2} \cdot \frac{1 - (0,985)^4}{1 - 0,985}$$

$$\eta_{tot} = 0,949$$

Kde:

η_{tot} [-] celková účinnost lanového převodu

η_s [-] účinnost jednoho ložiska kladky pro valivá ložiska 0,985 podle [5]

n_s [-] je počet pevných kladek mezi bubnem a spreaderem

NEROVNOBĚŽNÉ NOSNÉ PRŮŘEZY

$$f_{s2} = \frac{1}{\cos \beta_{max}} \quad (25)$$

$$f_{s2} = \frac{1}{\cos 10}$$

$$f_{s2} = 1,15$$

Kde:

β_{max} [°] největší úhel mezi nosným průřezem a směrem působení zatížení

VODOROVNÉ SÍLY NA BŘEMENO ZDVIHU

Jediná síla, která zde působí je síla větru. Volen účinek větru W3

$$f_{s3} = 1 + \frac{F_h}{m_{Hr} \cdot g \cdot \tan \gamma} \quad (26)$$

$$f_{s3} = 1 + \frac{3290,32}{80000 \cdot g \cdot \tan 10}$$

$$f_{s3} = 1,023$$

Kde:

F_h [N] vodorovná síla na břemeno zdvihu

$\gamma [^\circ]$ úhel mezi svislou osou a průmětem lana do roviny určené silou F_h

4.3.3 NÁVRHOVÁ SÍLA ÚNOSNOSTI

$$F_{lRd,s} = \frac{F_{ul}}{\gamma_{rb}} \quad (27)$$

$$F_{lRd,s} = \frac{904000}{2,2875}$$

$$F_{lRd,s} = 395191.26 \text{ N}$$

Kde:

F_{ul} [N] minimální síla při přetržení lana

γ_{rb} [-] minimální součinitel únosnosti lana, který se vypočítá:

$$\gamma_{rb} = 1,35 + \frac{5}{\left(\frac{D}{d_l}\right)^{0,8} - 4} \geq 2,07 \quad (28)$$

$$\gamma_{rb} = 1,35 + \frac{5}{\left(\frac{540 \cdot 1,125}{36}\right)^{0,8} - 4}$$

$\gamma_{rb} = 1,208 \rightarrow$ nespňuje podmínku

volen podle [5] tabulky 3 z poměru D/d

$$\frac{D}{d} = 16,875$$

$$\frac{18 - 16}{2,17 - 2,31} = \frac{18 - 16,875}{2,17 - x}$$

$$x = 2,2875$$

Kde:

D [mm] příslušný nejmenší průměr $D = \min(D_{\text{kladka}}; 1,125 \cdot D_{\text{buben}}; 1,125 \cdot D_{\text{vyrovnávací}})$

d_l [mm] průměr zvoleného lana

vybraný poměr nesmí být menší než 11,2

4.4 PROKÁZÁNÍ ÚNAVOVÉ PEVNOSTI

Podle [5] v kombinaci s [1] musí být prokázáno, že návrhová síla únosnosti při únavě musí být větší než návrhová síla v laně při únavě. Při kontrole na únavu se návrhová síla nenavysahuje nebo navyšuje minimálně a návrhová síla únosnosti se snižuje s počtem cyklů.

$$F_{lsd,f} \leq F_{lRd,f} \quad (29)$$

$$93\,223,8 \leq 95\,518,1 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde:

$F_{lsd,s}$ [N] návrhová síla v laně při únavě

$F_{lRd,s}$ [N] návrhová síla únosnosti při únavě

4.4.1 NÁVRHOVÁ SÍLA V LANĚ PŘI ÚNAVĚ

$$F_{lsd,f} = \frac{m_{Hr} \cdot g}{z \cdot i_k} \cdot \emptyset^* \cdot f_{s2}^* \cdot f_{s3}^* \cdot \gamma_n \quad (30)$$

$$F_{lsd,f} = \frac{80000 \cdot 9,81}{4 \cdot 2} \cdot 0,928 \cdot 1,001 \cdot 1,023 \cdot 1$$

$$F_{lsd,f} = 93\,223,8\,N$$

Kde:

\emptyset^* [-] dynamický součinitel pro účinky setrvačnosti a gravitace

f_{s2}^*, f_{s3}^* [-] součinitelé zvětšující sílu v laně

ÚČINKY SETRVAČNOSTI

Pro počet ohybů v laně $w=3$ podle [5] přílohy A. Musí být vypočítán účinek setrvačnosti podle:

$$\emptyset^* = \sqrt[3]{\frac{(w-1) \cdot \emptyset_3}{w}} \quad (31)$$

$$\emptyset^* = \sqrt[3]{\frac{(3-1) \cdot 1}{3}}$$

$$\emptyset^* = 0,928$$

Kde:

w [-] je příslušný počet ohybů

NEROVNOBĚŽNÉ NOSNÉ PRŮŘEZY VE VINUTÍ

$$f_{s2}^* = 1 + \left(\frac{1}{\cos \beta(z_2)} - 1 \right) \cdot \left(\frac{z_{ref} - z_2}{z_{ref} - z_1} \right)^{0,9} \quad (32)$$

$$f_{s2}^* = 1 + \left(\frac{1}{\cos 10} - 1 \right) \cdot \left(\frac{25 - 24,3}{25 - 2,3} \right)^{0,9}$$

$$f_{s2}^* = 1,001$$

Kde:

z_{ref} [m] referenční výška

z [m] výškové souřadnice

$\cos \beta(z) [^\circ]$ úhel mezi lanem a přímkou působení síly

VODOROVNÉ SÍLY PŘI ZDVIHÁNÍ

$$f_{S3}^* = f_{S3} \quad (33)$$

$$f_{S3}^* = 1,023$$

4.4.2 NÁVRHOVÁ SÍLA ÚNOSNOSTI

$$F_{lRd.f} = \frac{F_{ul}}{\gamma_{rf} \cdot \sqrt[3]{S_r}} \cdot f_r \quad (34)$$

$$F_{lRd.f} = \frac{904000}{7 \cdot \sqrt[3]{0,27}} \cdot 0,509$$

$$F_{lRd.f} = 95\,518,1\,N$$

Kde:

$s_r [-]$ parametr historie síly v laně

$\gamma_{rf} [-]$ minimální součinitel únosnosti lana $\gamma_{rf} = 7$

$f_r [-]$ součinitel dalších vlivů

PARAMETR HISTORIE SÍLY

$$s_r = k_r \cdot v_r \quad (35)$$

$$s_r = 0,0135 \cdot 24$$

$$s_r = 0,324$$

Kde

$k_r [-]$ součinitel spektra síly v laně

$v_r [-]$ relativní celkový počet ohybů

SOUČINITEL SPEKTRA SÍLY V LANĚ

$$k_r = \sum_{i=1}^{i_{max}} \left(\frac{F_{lSd,f,i}}{F_{lSd,f}} \right)^3 \cdot \frac{w_i}{w_{tot}} \quad (36)$$

$$k_r = \left(\frac{26998}{113516} \right)^3$$

$$k_r = 0,0135$$

Kde:

$i [-]$ pořadové číslo cyklu zdvihání se silou $F_{Sd,f,i}$

$i_{max} [-]$ celkový počet cyklů lana

$F_{lsd,f,i}$ [N] návrhová síla v laně při ohybu i

w_i [-] příslušný počet ohybů při pohybu podle [5] Přílohy A

w_{tot} [-] celkový počet ohybů za dobu životnosti lana

CELKOVÝ POČET OHYBŮ

Celkový počet cyklů lana za dobu životnosti je 4 000 000

$$w_{tot} = \sum_{i=1}^{i_{max}} w_i \quad (37)$$

$$w_{tot} = \sum_{i=1}^{i_{max}} 3$$

$$w_{tot} = 12\,000\,000$$

VÝPOČET PRŮMĚRNÉ SÍLY

Průměrná síla je počítaná pro součinitel spektra síly v laně a je dáno že 10 % cyklů je s maximální hmotností kontejneru a 90 % cyklů je s 50% hmotností.

$$\bar{F} = \frac{\sum_{i=1}^{i_{max}} m_i \cdot g}{i_{max}} \quad (38)$$

$$\bar{F} = \frac{0,1 \cdot 80000 \cdot 9,81 + 0,9 \cdot 0,5 \cdot 80000 \cdot 9,81}{2}$$

$$\bar{F} = 215\,820\,N$$

Jelikož síla \bar{F} je celková, tak musí být vydělena počtem nosných průřezů lan.

$$F_{lsd,f,i} = \frac{215\,820}{8} = 26998\,N$$

Kde:

\bar{F} [N] celková průměrná síla

RELATIVNÍ CELKOVÝ POČET OHYBŮ

$$v_r = \frac{w_{tot}}{w_D} \quad (39)$$

$$v_r = \frac{12\,000\,000}{5 \cdot 10^5}$$

$$v_r = 24$$

Kde:

w_D [-] počet ohybů v referenčním bodě $5 \cdot 10^5$ podle [5]

OSTATNÍ VLIVY NA NÁVRHOVOU SÍLU

$$f_r = f_{r1} \cdot f_{r2} \cdot f_{r3} \cdot f_{r4} \cdot f_{r5} \cdot f_{r6} \cdot f_{r7} \quad (40)$$

$$f_r = 0,66 \cdot 0,941 \cdot 0,82 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

$$f_r = 0,509$$

Kde:

f_{r1} až f_{r7} [-] součinitelé vlivů, které se spočítají následovně:

PRŮMĚRY BUBNU A KLADEK

$$f_{f1} = \frac{\frac{D}{d}}{R_{Dd}} \quad (41)$$

$$f_{f1} = \frac{16,875}{25,6}$$

$$f_{f1} = 0,66$$

$$R_{Dd} = 10 \cdot 1,125^{\log_2 \left(\frac{W_{tot}}{8\,000} \right)} \quad (42)$$

$$R_{Dd} = 25,6$$

Kde:

R_{Dd} [-] referenční poměr

TAHOVÁ PEVNOST DRÁTU

Pro pevnost lana větší než 1770 MPa se součinitel vypočítá:

$$f_{f2} = \left(\frac{1770}{R_r} \right)^{0,6} \quad (43)$$

$$f_{f2} = \left(\frac{1770}{1960} \right)^{0,6}$$

$$f_{f2} = 0,941$$

ÚHEL NÁBĚHU

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{\sum_{j=1}^n \delta_j^3}{n}} \quad (44)$$

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{3^3 + 5^3 + 1^3}{3}}$$

$$\delta = 4$$

Podle [5] tabulky 5 je součinitel f_{f3} roven 0,82

Kde:

$\delta_j[-]$ úhel náběhu v tečném bodě lana na bubnu nebo kladce

MAZÁNÍ LANA

Pro lano s vnitřním mazáním součinitel f_{f4} je roven 1

DRÁŽKA

Za pomoci poměru poloměru drážky bubnu r_g a průměru lana d se určí součinitel f_{f6} podle [5] tabulky 6.

$$\frac{r_g}{d} = \frac{19}{36} = 0,528 \quad (45)$$

$$f_{f6} = 1$$

TYPY LANA

$$f_{f7} = \frac{1}{t} \quad (46)$$

$$f_{f7} = 1$$

Kde:

$t[-]$ součinitel typu lana se určí podle [5] tabulky 7. $t=1$

VÍCEVRSTVÉ BUBNY

Jelikož není použitý vícevrstvý buben, který zkracuje životnost lana je počítáno se součinitelem

$$f_{f5} = 1$$

4.5 VÝPOČET ROZMĚRŮ KLADEK

Jelikož norma pro zvolení skupiny třídy jeřábu byla nahrazena. Byla zvolena jako třída tuhosti podle [2] tab. 2 skupina 2. Výpočet podle [6].

4.5.1 NEJMENŠÍ DOVOLENÝ PRŮMĚR VODÍCÍ KLADKY

$$D'_{vk} = \alpha \cdot d_l \quad (47)$$

$$D'_{vk} = 22 \cdot 36$$

$$D'_{vk} = 792 \text{ mm}$$

Kde:

$D'_{vk} [\text{mm}]$ základní průměr vyrovnávací kladky

α [-] součinitel závislý na typu součásti a skupině jeřábů dle [6], str. 2

4.5.2 JMENOVITÝ PRŮMĚR VODÍCÍ KLADKY

$$D_{vk} = D'_{vk} - d_l \quad (48)$$

$$D_{vk} = 792 - 36$$

$$D_{vk} = 756 \text{ mm}$$

Zvolena vodící kladka podle [6], str. 5 průměr 800 mm

Kde:

D_{vk} [mm] jmenovitý průměr vodící kladky dle [6], str. 2

4.5.3 NEJMENŠÍ DOVOLENÝ PRŮMĚR VYROVNÁVACÍ KLADKY

$$D'_{vrk} = \alpha \cdot d_l \quad (49)$$

$$D'_{vrk} = 15 \cdot 36$$

$$D'_{vrk} = 540 \text{ mm}$$

Kde:

D'_{vrk} [mm] základní průměr vyrovnávací kladky

4.5.4 JMENOVITÝ PRŮMĚR VYROVNÁVACÍ KLADKY

$$D_{vrk} = D'_{vrk} - d_l \quad (50)$$

$$D_{vrk} = 540 - 36$$

$$D_{vrk} = 504 \text{ mm}$$

Zvolena vyrovnávací kladka podle [6], str. 5 průměr 540 mm

Kde:

D_{vrk} [mm] jmenovitý průměr vyrovnávací kladky dle [6], str. 2

4.6 VÝPOČET ROZMĚRŮ LANOVÉHO BUBNU

4.6.1 NEJMENŠÍ DOVOLENÝ ZÁKLADNÍ PRŮMĚR

$$D'_b = \alpha \cdot d_l \quad (51)$$

$$D'_b = 20 \cdot 36$$

$$D'_b = 720 \text{ mm}$$

Kde:

D'_b [mm] základní průměr lanového bubnu

4.6.2 JMENOVITÝ PRŮMĚR LANOVÉHO BUBNU

$$D_b = D_b - d_l \quad (52)$$

$$D_b = 720 - 36$$

$$D_b = 684 \text{ mm}$$

Zvolen lanový buben podle [6], str. 5 průměr 710 mm

Kde:

D_b [mm] jmenovitý průměr lanového bubnu dle [6], str. 2

4.6.3 DÉLKA NAVÍJENÉHO LANA

Výpočet podle [7], str. 98

$$L_l = i_k \cdot H \quad (53)$$

$$L_l = 2 \cdot 22$$

$$L_l = 44 \text{ m}$$

Kde:

L_l [m] délka navíjeného lana

H [m] výška zdvihu

4.6.4 POČET ZÁVITŮ NA BUBNU

Výpočet podle [7], str. 99

$$z_{Bn} = \frac{L_l}{\pi \cdot D_b} + 2 \quad (54)$$

$$z_{Bn} = \frac{44000}{\pi \cdot 710} + 2$$

$$z_{Bn} = 21,7 \text{ zaokrouhleno na celé závity: } 22$$

Kde:

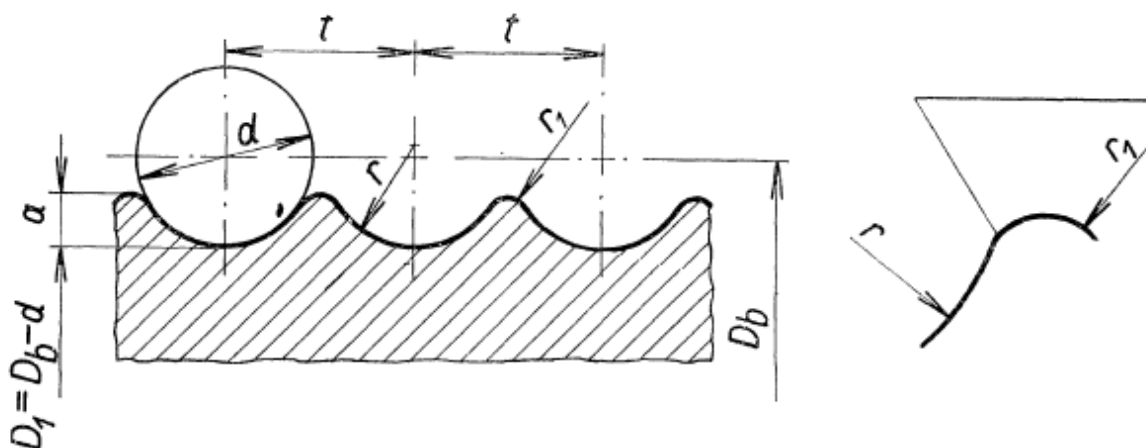
z_{Bn} [-] potřebný počet závitů pro navinutí lana na jedné závitové části

4.6.5 ROZMĚRY A DRÁŽKOVANÍ LANOVÉHO BUBNU

Rozměry jsou předepsané v [6]

Tab. 1: Rozměry lanového bubnu

Rozměry lanového bubnu		
Jmenovitý průměr bubnu [mm]	D_b	710
Průměr lana [mm]	d_L	36
Poloměr drážek pro lano [mm]	r	19
Stoupání závitu bubnu [mm]	t	40
Rozdíl mezi nejvyšším a nejnižším bodem drážky [mm]	a_B	10,5
Zaoblení mezi drážkami pro lano [mm]	r_1	5,5



Obr. 7: drážkování lanového bubnu Zdroj: [6]

4.6.1 VÝPOČET DÉLKY LANOVÉHO BUBNU

DÉLKA ZÁVITOVÉ ČÁSTI BUBNU

Výpočet podle [7], str. 99

$$l_z = z_B \cdot t \quad (55)$$

$$l_z = 22 \cdot 40$$

$$l_z = 880 \text{ mm}$$

Kde:

l_z [mm] délka jedné závitové části

t [mm] rozteč závitů na lanovém bubnu

DÉLKA KRAJNÍCH HLADKÝCH ČÁSTÍ BUBNU

$$l_2 = 4 \cdot t \quad (56)$$

$$l_2 = 4 \cdot 40$$

$$l_2 = 120 \text{ mm}$$

Kde:

$$l_2 \text{ [mm]} \quad \text{délka krajní části bubnu}$$

CELKOVÁ DÉLKA BUBNU

$$l_B = 2 \cdot l + l_1 + 2 \cdot l_2 \quad (57)$$

$$l_B = 2 \cdot 880 + 540 + 2 \cdot 120$$

$$l_B = 2540 \text{ mm}$$

Kde:

$$l_B \text{ [mm]} \quad \text{celková délka bubnu}$$

$$l_1 \text{ [mm]} \quad \text{délka střední části bubnu}$$

PŘEDBĚŽNÁ TLOUŠŤKA

s_B je při svařovaném bubnu 0,8 nebo jednonásobek průměru lana.

$$s_B = 1 \cdot d_L \quad (58)$$

$$s_B = 1 \cdot 36$$

$$s_B = 36 \text{ mm}$$

Kde:

$$s_B \text{ [mm]} \quad \text{předběžná tloušťka stěny bubnu dle [7] str. 99}$$

4.7 PEVNOSTNÍ KONTROLA LANOVÉHO BUBNU

Buben je potřeba zkontrolovat metodou maximálních napětí, zda nedojde k plastickým deformacím. Výpočet proveden dle [8]

4.7.1 OHYBOVÝ MOMENT

$$M_{ob} = F_l \cdot \frac{l_b}{2} \quad (59)$$

$$M_{ob} = 99090,9 \cdot 1270$$

$$M_{ob} = 125\,845\,443 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Kde:

M_{ob} [N·mm] ohybový moment působící na plášť bubnu

l_b [mm] rameno ohybového momentu

4.7.2 MODUL PRŮŘEZU V OHYBU

$$W_{ob} = 0,8 \cdot (D_1 - s_B)^2 \cdot s_B \quad (60)$$

$$W_{ob} = 0,8 \cdot (674 - 36)^2 \cdot 36$$

$$W_{ob} = 11\,722\,867,2 \text{ mm}^3$$

Kde:

W_{ob} [mm³] modul průřezu v ohybu

D_1 [mm] průměr bubnu pod lanem

4.7.3 OHYBOVÉ NAPĚTÍ

$$\sigma_{ob} = \frac{M_o}{W_o} \quad (61)$$

$$\sigma_{ob} = \frac{125\,845\,443}{11\,722\,867,2}$$

$$\sigma_{ob} = 10,7 \text{ MPa}$$

Kde:

σ_{ob} [MPa] Ohybové napětí bubnu

4.7.4 KROUTÍCÍ MOMENT NA PLÁŠTI BUBNU

$$M_{kb} = F_l \cdot D_b \quad (62)$$

$$M_{kb} = 99090,9 \cdot 710$$

$$M_{kb} = 70\,354\,539 \text{ N·mm}$$

Kde:

M_{kb} [N·mm] krouticí moment na plášti bubnu

4.7.5 MODUL PRŮŘEZU V KRUTU

$$W_{kb} = 1,6 \cdot (D_1 - s_B)^2 \cdot s_B \quad (63)$$

$$W_{kb} = 1,6 \cdot (674 - 36)^2 \cdot 36$$

$$W_{kb} = 23\,445\,734,4 \text{ mm}^3$$

Kde:

W_{kb} [mm³] modul průřezu v krutu

4.7.6 NAPĚTÍ V KRUTU

$$\tau_{kb} = \frac{M_{kb}}{W_{kb}} \quad (64)$$

$$\tau_{kb} = \frac{70\,354\,539}{23\,445\,734,4}$$

$$\tau_{kb} = 3,0 \text{ MPa}$$

Kde:

τ_{kb} [MPa] napětí bubnu v krutu

4.7.7 VNĚJŠÍ TLAKOVÉ NAPĚTÍ

$$\sigma_{tl} = \psi \cdot \frac{F_l}{s \cdot p} \quad (65)$$

$$\sigma_{tl} = 0,7 \cdot \frac{99090,9}{36 \cdot 40}$$

$$\sigma_{tl} = 48,2 \text{ MPa}$$

Kde:

σ_{tl} [MPa] tlakové napětí bubnu

ψ [-] součinitel zohledňující zmenšení síly vlivem opásání podle [7] str. 100

4.7.8 REDUKOVANÉ NAPĚTÍ

Podle teorie HMM

$$\sigma_{redb} = \sqrt{\sigma_{ob}^2 + \sigma_{tl}^2 - \sigma_{ob} \cdot \sigma_{tl} + 3 \cdot \tau_{kb}^2} \quad (66)$$

$$\sigma_{redb} = \sqrt{(10,7 + 48,2)^2 + 3 \cdot 3^2}$$

$$\sigma_{redb} = 59,1 \text{ MPa}$$

Kontrola:

$$\sigma_{redb} < \sigma_{dovb}$$

$$59,1 < 160 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde:

σ_{redb} [MPa] redukované napětí bubnu

σ_{dovb} [MPa] dovolené napětí podle [7] str. 100 pro svařovaný buben $\sigma_{dovb} = 160 \text{ MPa}$

4.8 NÁVRH POHONU ZDVIHU

4.8.1 CELKOVÁ ÚČINNOST

$$\eta_c = \eta_p \cdot \eta_{kl} \cdot \eta_b \quad (67)$$

$$\eta_c = 0,945 \cdot 0,99 \cdot 0,96$$

$$\eta_c = 0,898$$

Kde:

η_c [-] celková účinnost mechanismu zdvihu podle [7]

η_p [-] účinnost převodovky dle výrobce [9]

η_b [-] mechanická účinnost lanového bubnu dle [8] str. 67

4.8.2 VÝKON POHONU ZDVIHU

Voleno $v_{zb} = 40 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$

$$P_m = \frac{\frac{(m_b + m_{spr})}{2} \cdot g \cdot v_{zb}}{60 \cdot 1000 \cdot \eta_c} \quad (68)$$

$$P_m = \frac{40\,000 \cdot 9,81 \cdot 40}{60 \cdot 1\,000 \cdot 0,898}$$

$$P_m = 291,31 \text{ kW}$$

Volen motor ABB M3BP 355MLB 6

Produktový kód 3GBP353420-••L

Kde:

$v_{zb} [\text{m} \cdot \text{min}^{-1}]$ požadovaná rychlost zdvihu břemene

4.8.3 PARAMETRY ZVOLENÉHO MOTORU

Tab. 2: Parametry motoru

ABB M3BP 355MLB 6 podle [10]	
Jmenovitý výkon [kW]	315
Jmenovité otáčky [min^{-1}]	993
Jmenovitý krouticí moment [N·m]	3029
Počet pólů [-]	6
Součinitel spouštěcího momentu [-]	2,6
Účinnost motoru při plné zátěži [-]	0,96
Hmotnost motoru [kg]	2180
Moment setrvačnosti hřídele motoru [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$]	13,5
Mazací intervaly [h]	8800

4.9 NÁVRH PŘEVODOVKY ZDVIHU

4.9.1 NAVRHOVANÉ OTÁČKY LANOVÉHO BUBNU

$$n'_{bn} = \frac{i_k \cdot v_{zb}}{\pi \cdot D_b} \quad (69)$$

$$n'_{bn} = \frac{2 \cdot 40}{\pi \cdot 0,71}$$

$$n'_{bn} = 35,866 \text{ min}^{-1}$$

Kde:

$n'_{bn} [\text{min}^{-1}]$ návrhové otáčky lanového bubnu

4.9.2 NAVRHOVANÝ PŘEVODOVÝ POMĚR

$$i'_{pn} = \frac{n_{mz}}{n'_{bn}} \quad (70)$$

$$i'_{pn} = \frac{993}{35,866}$$

$$i'_{pn} = 27,69$$

Kde:

$i'_{pn} [-]$ návrhový převodový poměr

$n_{mz} [\text{min}^{-1}]$ jmenovité otáčky motoru

4.9.3 KROUTÍCÍ MOMENT PŘENÁŠENÝ PŘEVODOVKOU

$$M_{kp} = \frac{\frac{m_b + m_{spr}}{2} \cdot g \cdot D_b}{2 \cdot i_k \cdot \eta_c} \quad (71)$$

$$M_{kp} = \frac{(40000) \cdot 9,81 \cdot 0,71}{2 \cdot 2 \cdot 0,898}$$

$$M_{kp} = 77\,562,36 \text{ Nm}$$

Kde:

$M_{kp} [\text{N} \cdot \text{m}]$ kroutící moment přenášený převodovkou

4.9.4 PARAMETRY ZVOLENÉ PŘEVODOVKY

Tab. 3: Parametry převodovky

Brevini PD 47 - R 1 1 - V 14 - 28 - Z1 podle [9]	
Převodový poměr [-]	27,9
Počet převodových stupňů [-]	3
Maximální přenositelný moment [N·m]	164 000
Mechanická účinnost [-]	0,945
Hmotnost převodovky [kg]	3300
Moment setrvačnosti vstupního hřídele [kgm ²]	0,538
Průměr vstupního hřídele [mm]	80 m6
Průměr výstupního hřídele [mm]	230 m6
Osová vzdálenost [mm]	1047

4.9.5 SKUTEČNÉ OTÁČKY LANOVÉHO BUBNU

$$n_{bn} = \frac{n_{mz}}{i_p} \quad (72)$$

$$n_{bn} = \frac{993}{27,9}$$

$$n_{bn} = 35,59 \text{ min}^{-1}$$

Kde:

$n_{bn} [\text{min}^{-1}]$ skutečné otáčky lanového bubnu

$i_p [-]$ převodový poměr zvolené převodovky

4.9.6 SKUTEČNÁ RYCHLOST ZDVIHU

$$v_z = \frac{n_{bn} \cdot \pi \cdot D_b}{n} \quad (73)$$

$$v_z = \frac{35,59 \cdot \pi \cdot 0,71}{2}$$

$$v_z = 39,69 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$$

Kde:

$v_z [\text{m} \cdot \text{min}^{-1}]$ skutečná rychlost zdvihu

4.10 KONTROLA ROZBĚHU MOTORU

Kontrola rozběhového momentu provedena podle [7]

4.10.1 CELKOVÝ PŘEVODOVÝ POMĚR

$$i_{cz} = n \cdot i_p \quad (74)$$

$$i_{cz} = 2 \cdot 27,9$$

$$i_{cz} = 55,8$$

Kde:

i_{cz} [-] celkový převodový poměr

4.10.2 ROZBĚHOVÝ MOMENT

$$M_{Zroz b} = M_{st} + M_{zP} + M_{zR} \quad (75)$$

$$M_{Zroz b} = 2780 + 70,74 + 739,0$$

$$M_{Zroz b} = 3589,74 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Kde:

$M_{Zroz b}$ [N·m] rozběhový moment podle [7] str. 129

M_{st} [N·m] statický moment břemene zdvihu

M_{zP} [N·m] moment posuvných setrvačných sil

M_{zR} [N·m] moment setrvačných sil rotujících částí

4.10.3 STATICKÝ MOMENT BŘEMENE

$$M_{st} = \frac{\frac{m_b + m_{spr}}{2} \cdot g \cdot D_b}{2 * i_{cz} * \eta_{cz}} \quad (76)$$

$$M_{st} = \frac{(40000) \cdot 9,81 \cdot 0,71}{2 \cdot 55,8 \cdot 0,846}$$

$$M_{st} = 2780 \text{ N}\cdot\text{m}$$

4.10.4 DOBA ROZBĚHU ZDVIHU

$$t_{az} = \frac{v_z}{60 \cdot a_{az}} \quad (77)$$

$$t_{az} = \frac{39,69}{60 \cdot 0,25}$$

$$t_{az} = 2,65 \text{ s}$$

Kde:

t_{az} [s] doba rozběhu zdvihu

a_{az} [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] zrychlení zdvihu

4.10.5 MOMENT SETRVAČNÝCH SIL POSUVNÝCH HMOT

$$M_{zP} = M_{st} \cdot \frac{v_z}{t_{az} \cdot g} \quad (78)$$

$$M_{zP} = 2780 \cdot \frac{39,69}{2,65 \cdot 9,81 \cdot 60}$$

$$M_{zP} = 70,74 \text{ N} \cdot \text{m}$$

4.10.6 MOMENT SETRVAČNÝCH SIL ROTUJÍCÍCH HMOTNOSTÍ REDUKOVANÝCH NA HŘÍDEL

$$M_{zR} = \alpha_b \cdot I_{mz} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{t_{az}} \quad (79)$$

$$M_{zR} = 1,2 \cdot (0,538 + 13,5) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 993}{2,65 \cdot 60}$$

$$M_{zR} = 661,0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Kde:

α_b součinitel zahrnující další vlivy rotujících hmotností podle [7] str. 129 $\alpha_b = 1,2$

4.10.7 SPOUŠTĚCÍ MOMENT MOTORU

$$M_{zs} = M_{nz} \cdot k_n \quad (80)$$

$$M_{zs} = 3029 \cdot 2,6$$

$$M_{zs} = 7875,4 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{Zroz b} \leq M_{zs} \quad (81)$$

$$3589,74 \leq 7875,4 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde:

M_{nz} [$\text{N} \cdot \text{m}$] jmenovitý kroutící moment motoru dle výrobce [10]

k_n [-] poměr spouštěcího ku nominálnímu momentu motoru dle výrobce [10]

4.11 NÁVRH BRZDY ZDVIHOVÉHO USTROJÍ

4.11.1 POŽADOVANÁ DOBA ZPOMALENÍ ZDVIHU

$$t_{zb} = \frac{v_z}{60 \cdot a_{zb}} \quad (82)$$

$$t_{zb} = \frac{39,69}{60 \cdot 0,3}$$

$$t_{zb} = 2,2 \text{ s}$$

Kde:

t_{zb} [s] požadovaná doba zpomalení zdvihu

a_{zb} [m/s²] zpomalení zdvihu

4.11.1 BRZDNÝ MOMENT

$$M_{zb} = M_{st} + M_{zPb} + M_{zRb} \quad (83)$$

$$M_{zb} = 2780 + 85,21 + 796,2$$

$$M_{zb} = 3661,21 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Kde:

M_{zb} [N·m] brzdňý moment

M_{zPb} [N·m] moment posuvných setrvačných sil při brždění

M_{zRb} [N·m] moment setrvačných sil rotujících částí při brždění

4.11.2 STATICKÝ MOMENT BŘEMENE

$$M_{st} = \frac{\frac{m_b + m_{spr}}{2} \cdot g \cdot D_b}{2 \cdot i_{cz} \cdot \eta_{cz}} \quad (76)$$

$$M_{st} = \frac{(40000) \cdot 9,81 \cdot 0,71}{2 \cdot 55,8 \cdot 0,846}$$

$$M_{st} = 2780 \text{ N}\cdot\text{m}$$

4.11.3 MOMENT SETRVAČNÝCH SIL POSUVNÝCH HMOT PŘI BRŽDĚNÍ

$$M_{zPb} = M_{st} \cdot \frac{v_z}{t_{zb} \cdot g} \quad (84)$$

$$M_{zPb} = 2780 \cdot \frac{39,69}{2,2 \cdot 9,81 \cdot 60}$$

$$M_{zPb} = 85,21 \text{ N}\cdot\text{m}$$

4.11.4 MOMENT SETRVAČNÝCH SIL ROTUJÍCÍCH HMOTNOSTÍ REDUKOVANÝCH NA HŘÍDEL PŘI BRŽDĚNÍ

$$M_{zRb} = \alpha_b \cdot I_{mz} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{t_{zb}} \quad (85)$$

$$M_{zRb} = 1,2 \cdot (0,538 + 13,5) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 993}{60 \cdot 2,2}$$

$$M_{zRb} = 796,2 \text{ N}\cdot\text{m}$$

4.11.5 POŽADOVANÝ BRZDNÝ MOMENT

$$M_{bz} = M_{zb} \cdot k_b \quad (86)$$

$$M_{bz} = 3661,2 \cdot 1,5$$

$$M_{bz} = 5491,8 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Kde:

k_b [-] zvolený součinitel bezpečnosti

Voleno SIBRE USB V ELHY 2000/120 630

4.12 PARAMETRY NAVRŽENÉ BRZDY

Tab. 4: Parametry brzdy

SIBRE USB V ELHY 2000/120 630 podle [11]	
Maximální brzdňý moment [N·m]	8 500
Minimální brzdňý moment [N·m]	3 500

4.13 KONTROLA PŘEVODOVKY NA PŘENESENÍ BRZDNÉHO MOMENTU

$$M_{bp} = M_{bz} \cdot i_p$$

$$M_{bp} = 5627 \cdot 27,9$$

$$M_{bp} = 153\,221,6 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_{bp} \leq M_{převodovky} \quad (81)$$

$$153\,221,6 \leq 164\,000 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

5 PEVNOSTNÍ VÝPOČET RÁMU KOČKY

5.1 MAXIMÁLNÍ ÚČINEK ZATÍŽENÍ

Kombinace zatížení A1 vyšlo jako nejvyšší, proto následující výpočet se bude odvíjet podle zatížení A1

5.2 PEVNOSTNÍ VÝPOČET NOSNÍKŮ

5.2.1 SÍLA OD KOMPONENT NA JEŘÁBOVÉ KOČCE

$$F_k = m_k \cdot g \cdot \gamma_p \cdot \phi_1 \cdot \gamma_f \cdot \gamma_m \quad (87)$$

$$F_k = 20000 \cdot 9,81 \cdot 0,95 \cdot 1 \cdot 1,48 \cdot 1,1$$

$$F_k = 303\,442,9 \text{ N}$$

Kde:

F_k [N] síla od komponent na jeřábové kočce

γ_f [-] součinitel bezpečnosti pro metodu dovolených napětí

γ_m [-] dílčí součinitel spolehlivosti materiálu

m_k [kg] hmotnost komponent jeřábové kočky

5.2.2 SÍLA OD BŘEMENE

$$F_b = m_{Hr} \cdot g \cdot \gamma_p \cdot \phi_2 \cdot \gamma_f \cdot \gamma_m \quad (88)$$

$$F_b = 80000 \cdot 9,81 \cdot 1,34 \cdot 1,212 \cdot 1,48 \cdot 1,1$$

$$F_b = 2\,075\,013,0 \text{ N}$$

Kde:

F_b [N] síla od břemena

5.2.3 CELKOVÁ SÍLA

$$F_c = F_k + F_b \quad (89)$$

$$F_c = 303\,442,9 + 2\,075\,013,0$$

$$F_c = 2378435,9 \text{ N}$$

Kde:

F_c [N] celková síla způsobená všemi hmotnostmi

5.2.4 VLASTNÍ TÍHA

$$\rho_{oc} = 7850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$V = 2 \cdot b_1 \cdot h_1 + 2 \cdot b_2 \cdot h_2 \cdot (2 \cdot a + 2 \cdot b + c) \quad (90)$$

$$V = 2 \cdot 300 \cdot 25 + 2 \cdot 600 \cdot 10 \cdot (2 \cdot 1000 + 2 \cdot 1075 + 3650)$$

$$V = 93\,615\,000 \text{ mm}^3$$

$$m_{vl} = V \cdot \rho_{oc} \quad (91)$$

$$m_{vl} = 0,093\,615 \cdot 7850$$

$$m_{vl} = 734,9 \text{ kg}$$

$$F_{vl} = m_{vl} \cdot g \cdot \gamma_p \cdot \phi_1 \cdot \gamma_f \cdot \gamma_m \quad (92)$$

$$F_{vl} = 734,9 \cdot 9,81 \cdot 0,95 \cdot 1 \cdot 1,48 \cdot 1,1$$

$$F_{vl} = 11\,150 \text{ N}$$

Kde:

$V [\text{mm}^3]$ objem nosníku

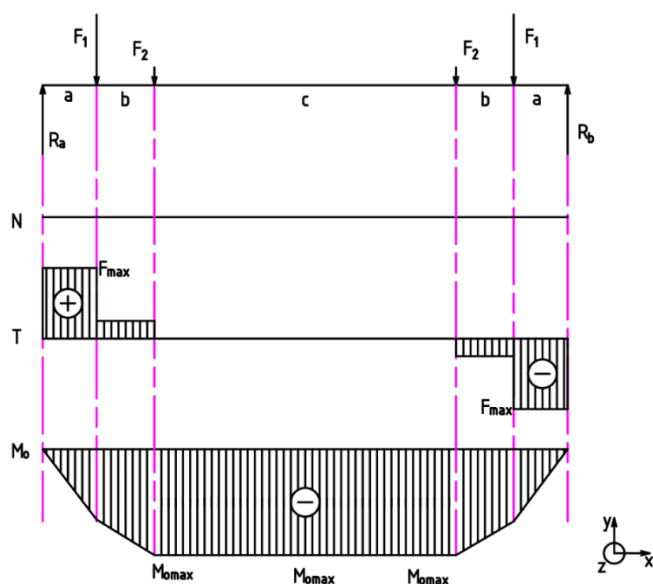
$\rho_{oc} [\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$ hustota oceli

$m_{vl} [\text{kg}]$ vlastní hmotnost jeřábové kočky

$F_{vl} [\text{N}]$ síla od vlastní hmotnosti jeřábové kočky

5.2.5 VVÚ

Celková síla je rozložena do dvou nosníků a na každém z nich do čtyř bodů, které jsou v místě uchycení lanových bubnů a vyrovnávacích kladek. Na obr. 8 není zobrazena vlastní tíha.



Obr. 8: Průběh VVÚ

$$F_1 = \frac{F_k}{4} + \frac{F_b}{8} \quad (93)$$

$$F_1 = \frac{303\,442,9}{4} + \frac{2\,075\,013,0}{8}$$

$$F_1 = 335\,237,35 \text{ N}$$

$$F_2 = \frac{F_b}{8}$$

$$F_2 = \frac{2\,075\,013,0}{8}$$

$$F_2 = 259\,376,6 \text{ N}$$

$$a = 1000 \text{ mm}$$

$$b = 1075 \text{ mm}$$

$$c = 3650 \text{ mm}$$

$$\Sigma F_y = 0: \quad R_a + R_b - 2 \cdot F_1 - 2 \cdot F_2 = 0 \quad (94)$$

$$\Sigma M_{zRb} = 0: \quad R_a \cdot (2 \cdot a + 2 \cdot b + c) - F_1(a + 2 \cdot b + c) - F_2 \cdot (a + b + c) - F_2 \cdot (a + b) - F_1 \cdot a = 0 \quad (95)$$

$$R_a = F_1 + F_2 + \frac{F_{vl}}{2} \quad (96)$$

$$R_a = 335\,237,35 + 259\,376,6 + \frac{11\,150}{2}$$

$$R_a = 600\,189,0 \text{ N}$$

$$R_b = F_1 + F_2 + \frac{F_{vl}}{2}$$

$$R_b = 335\,237,35 + 259\,376,6 + \frac{11\,150}{2}$$

$$R_b = 600\,189,0 \text{ N}$$

Kde:

F_1 [N] síla způsobená hmotností jeřábové kočky a břemenem

F_2 [N] síla způsobená břemenem na vyrovnávací kladky

R_a, R_b [N] vazebné reakce

a, b, c [mm] vzdálenosti

5.2.6 MAXIMÁLNÍ MOMENT

$$M_{o,max} = R_a \cdot \left(a + b + \frac{c}{2}\right) - F_1 \cdot \left(b + \frac{c}{2}\right) - F_2 \cdot \frac{c}{2} \quad (97)$$

$$M_{o,max} = 600189,0 \cdot \left(2075 + \frac{3650}{2}\right) - 335237,35 \cdot \left(1075 + \frac{3650}{2}\right) - 259376,6 \cdot \frac{3650}{2}$$

$$M_{o,max} = 895\,186\,490 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

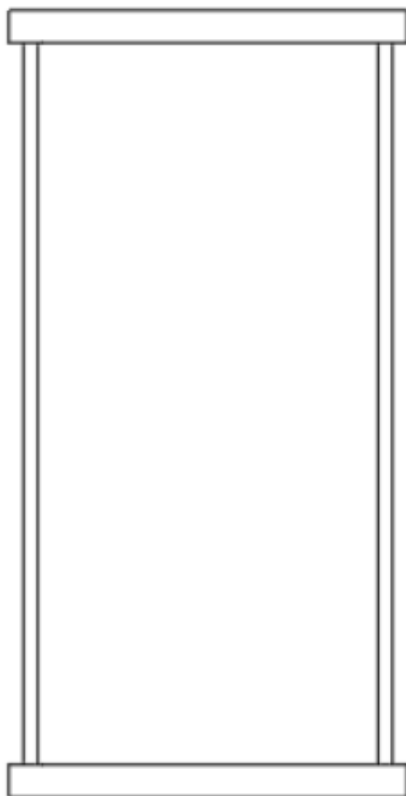
Kde:

$M_{o,max}$ [N·mm] maximální ohybový moment nosníku

5.2.7 MOMENT SETRVAČNOSTI

Tab. 5: Zvolený nosník

šířka pásnice nosníku b_1 [mm]	300
tloušťka pásnice nosníku h_1 [mm]	25
tloušťka stojiny nosníku b_2 [mm]	10
šířka stojiny nosníku h_2 [mm]	600



Obr. 9: Nosník

$$J_1 = \frac{b_1 \cdot h_1^3}{12} \quad (98)$$

$$J_1 = \frac{300 \cdot 25^3}{12}$$

$$J_1 = 3,906 \cdot 10^5 \text{ mm}^4$$

$$J_2 = \frac{b_2 \cdot h_2^3}{12} \quad (99)$$

$$J_2 = \frac{10 \cdot 500^3}{12}$$

$$J_2 = 1,8 \cdot 10^8 \text{ mm}^4$$

Steinerova věta

$$J_{1x} = J_1 + S_p \cdot y^2 \quad (100)$$

$$J_{1x} = J_1 + b_1 \cdot h_1 \cdot \left(\frac{h_1 + h_2}{2} \right)^2$$

$$J_{1x} = 1,667 \cdot 10^5 + 250 \cdot 20 \cdot \left(\frac{20 + 500}{2} \right)^2$$

$$J_{1x} = 7,3281 \cdot 10^8 \text{ mm}^4$$

$$J_c = 2 \cdot J_{1x} + 2 \cdot J_2 \quad (101)$$

$$J_c = 2 \cdot 5,1719 \cdot 10^8 + 2 \cdot 1,042 \cdot 10^8$$

$$J_c = 1,8256 \cdot 10^9 \text{ mm}^4$$

$$W_o = \frac{2 \cdot J_c}{h_2 + 2 \cdot h_1} \quad (102)$$

$$W_o = \frac{2 \cdot 8,8474 \cdot 10^8}{500 + 2 \cdot 25}$$

$$W_o = 5,6173 \cdot 10^6 \text{ mm}^3$$

Kde:

b_1 [mm]	šířka pásnice nosníku
h_1 [mm]	tloušťka pásnice nosníku
b_2 [mm]	tloušťka stojiny nosníku
h_2 [mm]	šířka stojiny nosníku

$J_1 [mm^4]$	kvadratický moment průřezu pásnice nosníku
$J_2 [mm^4]$	kvadratický moment průřezu stojiny nosníku
$J_{1x} [mm^4]$	kvadratický moment průřezu mimo hlavní centrální systém pásnice nosníku
$J_c [mm^4]$	kvadratický moment průřezu nosníku
$S [mm^2]$	obsah pásnice nosníku
$y [mm^2]$	posunutí těžiště pásnice do hlavního centrálního systému
$W_o [mm^3]$	modul průřezu v ohybu

5.2.8 MAXIMÁLNÍ OHYBOVÉ NAPĚTÍ

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \quad (103)$$

$$\sigma_o = \frac{895\,186\,490}{5,6173 \cdot 10^6}$$

$$\sigma_o = 159,36 \text{ MPa}$$

Kde:

σ_o [MPa] maximální ohybové napětí, které působí v nosníku

5.2.9 DOVOLENÉ NAPĚTÍ

Byl zvolen materiál pro rám jeřábové kočky S275J2 (11375). s mezí kluzu 275 MPa. Tečné napětí vyšlo zanedbatelně malé. Z důvodu vysokých součinitelů pro navýšení sil od břemene a jeřábové kočky včetně komponent je možné zmenšit bezpečnost vůči MSP.

Bezpečnost vůči MSP

$$k_k = \frac{\sigma_k}{\sigma_o} \quad (104)$$

$$k_k = \frac{265}{159,36}$$

$$k_k = 1,66$$

Kde:

k_k [-] bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti

σ_k [MPa] mez kluzu materiálu

6 NÁVRH MECHANISMU POJEZDOVÉHO ÚSTROJÍ

6.1 NÁVRH POJEZDOVÝCH KOL

Při návrhu pojezdového kola bylo již od začátku počítáno se čtyřmi koly s průměrem 630 mm. Tento počet a rozměry se později prokázaly jako nejvhodnější.

6.1.1 PROKÁZÁNÍ STATICKÉ ÚNOSNOSTI

Podle [12] v kombinaci s [1] musí být prokázáno, že návrhová kontaktní síla, působící v pojezdovém kole, musí být větší než návrhová kontaktní síla únosnosti. Celková síla působící na všechny kola byla vypočítaná v rovnici 89.

$$F_{pSd,s} \leq F_{pRd,s} \quad (105)$$

$$598525,2 \leq 1\,431\,426,4 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde:

$F_{pSd,s}$ [N] návrhová kontaktní síla

$F_{pRd,s}$ [N] návrhová kontaktní síla únosnosti

NÁVRHOVÁ KONTAKTNÍ SÍLA

$$F_{pSd,s} = \frac{F_c}{n_c} \quad (106)$$

$$F_{pSd,s} = \frac{2\,394\,100,8}{4}$$

$$F_{pSd,s} = 598525,2 \text{ N}$$

Kde:

n_c [-] celkový počet pojíždějících kol

NÁVRHOVÁ KONTAKTNÍ SÍLA ÚNOSNOSTI

$$F_{pRd,s} = \frac{(4,2 \cdot f_y)^2}{\gamma_m} \cdot \frac{\pi \cdot D_w \cdot b_r \cdot (1 - \nu^2)}{E_m} \cdot f_1 \cdot f_2 \quad (107)$$

$$F_{pRd,s} = \frac{(4,2 \cdot 420)^2}{1,1} \cdot \frac{\pi \cdot 630 \cdot 59 \cdot (1 - 0,3^2)}{210\,000} \cdot 1 \cdot 1$$

$$F_{pRd,s} = 1\,431\,426,4 \text{ N}$$

Kde:

f_y [-] mez kluzu pod kaleným materiálem

D_w [mm] průměr kola

b_r [mm] efektivní nosná šířka

f_1 [-] zmenšující součinitel pro tlak po hraně. Pro bodový dotyk podle [12] může být

$$f_1 = 1$$

f_2 [-] zmenšující součinitel pro nerovnoměrné rozložení tlaku. Pro bodový dotyk podle [12] může být $f_2 = 1$

E_m [MPa] ekvivalentní modul pružnosti

ν [-] koeficient radiální deformace. Pro ocel $\nu = 0,3$

6.1.2 PROKÁZÁNÍ ÚNAVOVÉ PEVNOSTI

Podle [12] v kombinaci s [1] musí být prokázáno, že návrhová síla únosnosti při únavě musí být větší než návrhová síla při únavě. Při kontrole na únavu se návrhová síla nenavýšuje nebo navýšuje minimálně. Návrhová síla únosnosti se snižuje s počtem cyklů.

$$F_{psd,f} \leq F_{prd,f} \quad (108)$$

$$269\,775 \leq 298\,817,9 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde:

$F_{psd,f}$ [N] návrhová kontaktní síla při únavě

$F_{prd,f}$ [N] návrhová kontaktní síla únosnosti při únavě

NÁVRHOVÁ KONTAKTNÍ SÍLA

Dynamické a dílčí součinitelé jsou při únavě rovno 1. Je uvažován pouze součinitel spolehlivosti materiálu

SÍLA KOMPONENT NA JEŘÁBOVÉ KOČCE

$$F_{ku} = m_k \cdot g \cdot \gamma_p \cdot \phi_1 \cdot \gamma_m \quad (109)$$

$$F_{ku} = 20000 \cdot 9,81 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,1$$

$$F_{ku} = 215820 \text{ N}$$

Kde

F_{ku} [N] síla kterou vytváří hmotnost jeřábové kočky s komponenty

SÍLA OD BŘEMENE

$$F_{bu} = m_b \cdot g \cdot \gamma_p \cdot \phi_2 \cdot \gamma_m \quad (110)$$

$$F_{bu} = 80000 \cdot 9,81 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,1$$

$$F_{bu} = 863\,280 \text{ N}$$

Kde:

F_{bu} [N] síla, kterou vytváří hmotnost břemena

CELKOVÁ SÍLA

$$F_{cu} = F_k + F_b \quad (111)$$

$$F_{cu} = 215820 + 863\,280$$

$$F_{cu} = 1\,079\,100 \text{ N}$$

Kde:

F_{cu} [N] celková síla hmotností při únavě

KONTAKTNÍ SÍLA ÚNOSNOSTI

$$F_{psd,f} = \frac{F_c}{n_c} \quad (112)$$

$$F_{psd,f} = \frac{1\,079\,100}{4}$$

$$F_{psd,f} = 269\,775 \text{ N}$$

6.1.3 NÁVRHOVÁ KONTAKTNÍ SÍLA ÚNOSNOSTI

$$F_{pRd,f} = \frac{F_u}{\gamma_{cf} \cdot \sqrt[m]{S_c}} \cdot f_f \quad (113)$$

$$F_{pRd,f} = \frac{289\,206,5}{1,1 \cdot \sqrt[3,33]{0,63}} \cdot 1$$

$$F_{pRd,f} = 298\,817,9 \text{ N}$$

Kde:

F_u [N] referenční kontaktní síla

γ_{cf} [-] součinitel kontaktní únosnosti podle [12] $\gamma_{cf} = 1,1$

S_c [-] parametr historie síly

m [-] exponent při kontaktu kola a kolejnice podle [12] $m = 3,33$

f_f [-] součinitel dalších vlivů

REFERENČNÍ KONTAKTNÍ SÍLA

$$F_u = (1,8 \cdot f_y)^2 \cdot \frac{\pi \cdot D_w \cdot b_r \cdot (1 - \nu^2)}{E_m} \quad (114)$$

$$F_u = (1,8 \cdot 420)^2 \cdot \frac{\pi \cdot 630 \cdot 59 \cdot (1 - 0,3^2)}{210\,000}$$

$$F_u = 289\,206,5 \text{ N}$$

PARAMETR HISTORIE KONTAKTNÍ SÍLY

$$S_c = k_c \cdot v_c \quad (115)$$

$$S_c = 0,056 \cdot 11,2S$$

$$S_c = 0,63$$

Kde:

k_c [-] součinitel spektra kontaktní síly

v_c [-] relativní celkový počet kontaktů odvalování

SOUČINITEL SPEKTRA KONTAKTNÍ SÍLY

$$k_c = \left(\frac{F_{sd,f,i}}{F_{sd,f}} \right)^m \quad (116)$$

$$k_c = \left(\frac{103\,005}{245\,250} \right)^{3,33}$$

$$k_c = 0,056$$

Kde:

$F_{sd,f,i}$ [N] návrhová průměrná kontaktní síla působící na kolo

VÝPOČET PRŮMĚRNÉ SÍLY

Průměrná síla je počítaná pro součinitel spektra síly v laně a je dáno že 10 % cyklů je s maximální hmotností kontejneru a 90 % cyklů je s 50% hmotností.

$$F_{sd,f,i} = \frac{\frac{\sum_{i=1}^{i_p} m_i \cdot g}{i_p} + F_{ku}}{n_c} \quad (117)$$

$$F_{sd,f,i} = \frac{\frac{0,1 \cdot 80\,000 \cdot 9,81 + 0,9 \cdot 0,5 \cdot 80\,000 \cdot 9,81}{2} + 215\,820}{4}$$

$$F_{sd,f,i} = 103\,005\,N$$

Kde:

m_i [kg] uvažované hmotnosti břemena při zvedání

POČÍTÁNÍ KONTAKTŮ ODVALOVÁNÍ

$$i_{tot} = \frac{1}{I_w} \cdot \frac{2 \cdot \bar{x} \cdot C}{\pi \cdot D_w} \quad (118)$$

$$i_{tot} = \frac{1}{1} \cdot \frac{2 \cdot 20 \cdot 4 \cdot 10^6}{\pi \cdot 0,63}$$

$$i_{tot} = 71,7 \cdot 10^6$$

Kde:

i_{tot} [-] počet kontaktů kola při odvalování

I_w [-] návrhový počet sad kol

\bar{x} [-] průměrné přemístění příslušného pohybu jeřábu

C [-] celkový počet pracovních cyklů během návrhové životnosti jeřábu

RELATIVNÍ CELKOVÝ POČET KONTAKTŮ ODVALOVÁNÍ

$$v_c = \frac{i_{tot}}{i_D} \quad (119)$$

$$v_c = \frac{71,7 \cdot 10^6}{6,4 \cdot 10^6}$$

$$v_c = 12,625$$

Kde:

i_D [-] počet kontaktů odvalování v referenčním bodě podle [12] $i_D = 6,4 \cdot 10^6$

SOUČinitele DALŠÍCH VLIVŮ

Základní vzorec

$$f_f = f_{f1} \cdot f_{f2} \cdot f_{f3} \cdot f_{f4} \quad (120)$$

$$f_f = 1$$

Kde:

f_{f1} až f_{f4} [-] součinitele vlivů, které se vypočítají následovně:

Tlak na hraně pro únavu

$$f_{f1} = f_1 = 1$$

Nerovnoměrné rozdělení tlaku pro únavu

$$f_{f2} = 1$$

Příčení

$$f_{f3} = 1$$

Součinitel mechanického pohybu

$$f_{f4} = 1$$

6.2 NÁVRH POHONU POJEZDU

6.2.1 TAŽNÁ SÍLA MOTORU

Vypočítaná podle [7] str. 138

$$T = m_{ck} \cdot g \cdot \left(\frac{e_{vk} + f_{\check{c}} \cdot r_{\check{c}}}{R_k} + \frac{L_j}{800 \cdot l_k} \cdot X_v \right) \quad (121)$$

$$T = 100\,000 \cdot 9,81 \cdot \left(\frac{0,8 + 0,015 \cdot 80}{315} + \frac{7745}{800 \cdot 3840} \cdot 1 \right)$$

$$T = 6423,2 \text{ N}$$

Kde:

T [N]	tažná síla motoru
e_{vk} [mm]	rameno valivého odporu dle [7] str. 139
$f_{\check{c}}$ [-]	součinitel čepového tření dle [7] str. 138
$r_{\check{c}}$ [mm]	poloměr čepu
L_j [mm]	rozchod kol jeřábové kočky
l_k [mm]	rozvor kol jeřábové kočky
X_v [-]	součinitel vedení kočky dle [7] str. 139

6.2.2 POTŘEBNÝ VÝKON MOTORŮ

Pro výpočet potřebného výkonu motoru byla použita tažná síla motoru, účinek větru W_2 a požadované zrychlení

$$P_p = \frac{(T + F_{W2} + F_a) \cdot v_{kn}}{60 \cdot \eta_{cm}} \quad (122)$$

$$P_p = \frac{(6423,2 + 12\,517,5 + 20000 \cdot 0,3) \cdot 60}{60 \cdot 0,92}$$

$$P_p = 26\,253 \text{ W}$$

Kde:

P_p [kW]	potřebný výkon motorů
v_{kn} [m·min ⁻¹]	požadovaná pojezdová rychlost
η_{cm} [-]	celková mechanická účinnost dle [15]
F_a [N]	síla od zrychlení

Voleny 2 pohonné motory:

$$P_{mp} = \frac{P_p}{2} \quad (123)$$

$$P_{mp} = \frac{26\,253}{2}$$

$$P_{mp} = 13\,136,5 \text{ W}$$

Kde:

P_{mp} [kW] potřebný výkon jednoho motoru

6.2.3 NAVRHOVANÉ OTÁČKY POJEZDOVÝCH KOL

$$n'_{kn} = \frac{v_{kn}}{2 \cdot \pi \cdot R_w} \quad (124)$$

$$n'_{kn} = \frac{60}{2 \cdot \pi \cdot 0,315}$$

$$n'_{kn} = 30,32$$

Kde:

R_w [m] poloměr pojezdového kola

MOMENT NA VÝSTUPU

$$M = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} \quad (125)$$

$$M = \frac{13\,136,5}{2 \cdot \pi \cdot \frac{26,9}{60}}$$

$$M = 4137,3 \text{ N} \cdot \text{m}$$

6.2.4 ZVOLENÝ MOTOR A PŘEVODOVKA

Pro pojezd byl zvolen motor Siemens, z důvodu dodání převodovky s motorem tzv. převodového motoru [13].

Tab. 6: Parametry převodového motoru

2KJ3514-7KL33-9CQ1-Z	
B38+C46+D14+K01+K06+L02+L75+M55+N3A	
Výkon motoru [kW]	15
Jmenovité otáčky motoru [min^{-1}]	1 475
Jmenovitý kroutící moment [$\text{N} \cdot \text{m}$]	97,11
Součinitel spouštěcího momentu [-]	2,5
Moment setrvačnosti hřídele motoru [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$]	0,085
Převodový poměr [-]	44,86
Výstupní otáčky [min^{-1}]	32,88
Výstupní kroutící moment [$\text{N} \cdot \text{m}$]	4 356,75
Mechanická účinnost [-]	0,92
Průměr otvoru pro hřídel na výstupu z převodovky [mm]	110
Brzdňý moment integrované brzdy [$\text{N} \cdot \text{m}$]	260
Rozsah pracovních teplot [$^{\circ}\text{C}$]	-15 až 40
Hmotnost převodového motoru [kg]	530,4

6.2.5 SKUTEČNÁ POJEZDOVÁ RYCHLOST

$$v_p = 2 \cdot \pi \cdot R_w \cdot n_k \quad (126)$$

$$v_p = 2 \cdot \pi \cdot 0,315 \cdot 32,88$$

$$v_p = 65,1 \text{ m/min}$$

Kde:

n_k [min⁻¹] skutečné otáčky pojezdových kol

6.2.6 DOBA ROZBĚHU

$$t_{ap} = \frac{v_p}{a_{ap} \cdot 60} \quad (127)$$

$$t_{ap} = \frac{65}{0,3 \cdot 60}$$

$$t_{ap} = 3,33 \text{ s}$$

Kde:

t_{ap} [s] doba rozběhu zdvihu

a_{ap} [m·s⁻²] zrychlení pojezdu

6.2.7 KONTROLA ROZBĚHOVÉHO MOMENTU

Provedený podle [7]

$$M_{rozb} = (M_t + M_V) \cdot \delta_p + M_m + M_{zPp} + M_{zR} \quad (128)$$

$$M_{rozb} = (49,0 + 95,5) \cdot 0,8 + 0 + 102,8 + 4,4$$

$$M_{rozb} = 222,8 \text{ N·m}$$

Kde:

M_{rozb} [N·m] rozběhový moment, který motor musí překonat.

δ [-] součinitel uvažující kombinaci tlaku větru a pasivních odporů podle [7] str. 138
 $\delta = 0,8$

M_t [N·m] moment pasivních odporů

M_V [N·m] moment od síly větru

M_m [N·m] moment od hmotnosti zatíženého jeřábu na naklonění rovině

M_{zPp} [N·m] setrvačných sil přímočaře se pohybujících hmot

$M_{zRm}[\text{N}\cdot\text{m}]$ moment setrvačných sil rotujících částí motoru

MOMENT PASIVNÍCH ODPORŮ

$$M_T = T \cdot \frac{R_w}{i_{pp} \cdot \eta_c} \quad (129)$$

$$M_T = 6423,2 \cdot \frac{0,315}{44,86 \cdot 0,92}$$

$$M_T = 49,0 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Kde:

$i_{pp} [-]$ převodový poměr převodovky

MOMENT OD SÍLY VĚTRU

$$M_V = F_{W2} \cdot \frac{R_w}{i_{pp} \cdot \eta_c} \quad (130)$$

$$M_V = 12\,517,5 \cdot \frac{0,315}{44,86 \cdot 0,92}$$

$$M_V = 95,5 \text{ N}\cdot\text{m}$$

MOMENT OD HMOTNOSTI ZATÍŽENÉHO JEŘÁBU NA NAKLONĚNÍ ROVINĚ

$$M_m = F_s \cdot \frac{R_w}{i_{pp} \cdot \eta_c} \quad (131)$$

$$M_m = 0 \cdot \frac{0,315}{44,86 \cdot 0,92}$$

$$M_m = 0$$

MOMENT SETRVAČNÝCH SIL PŘÍMOČAŘE SE POHYBUJÍCÍCH HMOT

Uvažováno pro poloviční náklad.

$$M_{zPp} = F_{zP} \cdot \frac{R_w}{i_{pp} \cdot \eta_c} \quad (132)$$

$$M_{zPp} = 19\,864,9 \cdot \frac{0,315}{44,86 \cdot 0,95}$$

$$M_{zPp} = 102,8 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$F_{zP} = \sum m \cdot \frac{v_p}{t_a}$$

$$F_{zP} = 70\,000 \cdot \frac{39,69}{60 \cdot 3,33}$$

$$F_{zP} = 13\,905,4 \text{ N}$$

MOMENT SETRVAČNÝCH SIL ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ MOTORU

$$M_{zRm} = I_{red} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{t_a} \quad (133)$$

$$M_{zRm} = 0,0935 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 1475}{3,3 \cdot 60}$$

$$M_{zRm} = 4,4 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Kde:

$$I_{red} = \alpha_p \cdot I_p$$

$$I_{red} = 1,1 \cdot 0,085$$

$$I_{red} = 0,0935$$

Celkový rozběhový moment musí být menší než spouštěcí moment motoru

$$M_{roz b} \leq \kappa \cdot M_n \quad (134)$$

$$222,8 \leq 242,77$$

6.3 KONTROLA INTEGROVANÉ BRZDY

6.3.1 DOBA ZABRZDĚNÍ

$$t_{bp} = \frac{v_{kn}}{a_{bp} \cdot 60} \quad (135)$$

$$t_{bp} = \frac{65,1}{0,5 \cdot 60}$$

$$t_{bp} = 2,17 \text{ s}$$

Kde:

$t_{bp} [\text{s}]$ doba zabrzdění zdvihu

$a_{bp} [\text{m}\cdot\text{s}^{-2}]$ zpomalení pojezdu

6.3.2 BRZDNÝ MOMENT

$$M_{bp} = (F_{zP} + F_{w2} - T) \cdot \frac{R_w \cdot \eta_c}{i} + \alpha_{bp} \cdot I_p \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{t_{bp}} \quad (136)$$

$$M_{bp} = (20000 + 12\,517,5 - 6423,2) \cdot \frac{0,315 \cdot 0,95}{44,86} + 1,1 \cdot 0,085 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 1475}{3 \cdot 60}$$

$$M_{bp} = 180,7 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$180,7 < 260 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

ZÁVĚR

Při návrhu lana, podle staré normy, byl navrhnut součinitel bezpečnosti, který zvýšil sílu v laně 8,1krát. Bylo zvoleno lano typu Seal. Navrhnuté lano zvětšené o koeficient bezpečnosti vyhovovalo 1,126krát vůči síle při přetržení lana. Poté bylo lano zkontrolováno podle nové normy. Bylo zjištěno, že lano vyhovuje na statickou i únavovou pevnost. Při statické pevnosti vyhovovala návrhová síla v laně vůči návrhové síle únosnosti 2krát. Při únavové pevnosti vyhovovala návrhová síla v laně při únavě vůči návrhové síle únosnosti při únavě 1,08krát. Pro pohon zdvihového ústrojí byl vybrán trojfázový asynchronní motor od firmy ABB. Při volení převodovky bylo velice obtížné nalézt katalogy výrobců. Takto velké převodky se již nevyrábí katalogově, ale na zakázku. Nalezen byl pouze katalog od firmy Brevini. Pro zdvihové ústrojí byla zvolena brzda od výrobce SIBRE.

Pro zjednodušení výpočtů nosníků rámu při výčtu výsledných vnitřních účinků bylo zavedeno, že hmotnost zdvihového ústrojí na jeřábové kočce bude v místě uchycení bubnu. Bylo zjištěno, že jeřáb musí unést 2,6násobek hmotnosti břemena a 1,55násobek hmotnosti jeřábové kočky s komponenty. Následně po vypočítání všech hodnot byla iteračně zjištěna velikost nosníku.

Pohyb celé kočky umožňuje pojezdové ústrojí. Návrh pojezdových kol definuje norma [12], která je podobná normě pro výpočet lan. Musí se prokázat statická pevnost, kde návrhová kontaktní síla je navýšena stejně jako u pevnostního výpočtu rámu a je porovnávána se silou únosnosti. V prokázání únavové pevnosti je většina součinitelů rovna 1 a snižuje se kontaktní síla únosnosti s navyšujícím se počtem cyklů. Pro pojezd bylo zvoleno pojezdové kolo od výrobce SIBRE s průměrem 630. Pro pohon pojezdu byl vybrán převodový motor od firmy Siemens.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] ČSN EN 13001-2. *Jeřáby - Návrh všeobecně Část 2 Účinky zatížení*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015.
- [2] ČSN EN 15011+A1. *Jeřáby - Mostové a portálové jeřáby*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2014.
- [3] ČSN EN 12385-4. *Ocelová drátěná lana - Bezpečnost - Část 4 Pramenná lana pro všeobecné zdvihací účely*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2008.
- [4] ČSN 27 0100. *Zdvihací zařízení. Výpočet ocelových lan pro jeřáby a zdvihadla*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 1977.
- [5] ČSN EN 13001-3-2. *Jeřáby - Návrh všeobecně - Část 3-2 Mezní stavy a prokázání způsobilosti ocelových lan v lanových systémech*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015.
- [6] ČSN 27 1820. *Zdvihací zařízení. Kladky a bubny pro ocelová lana*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 1957.
- [7] BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. *Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení*. Košice: TU v Košiciach, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 978-80-553-1187-6.
- [8] MYNÁŘ, Břetislav. *Dopravní a manipulační zařízení: pro posluchače bakalářského studia FSI VUT v Brně* [online]. Zpracování skript: Jaroslav Kašpárek, 126 s. [cit. 2021-03-12].
- [9] *BREVINI: Helical & Bevel helical Gearboxes* [online]. [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: <https://www.brevinifluidpower.ie/products/helical-bevel-helical-gearboxes>
- [10] *ABB: Catalog Low voltage process performance motors* [online]. [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: <https://new.abb.com/motors-generators/cs/nizkonapetove-elektromotory-iec/standardni-nizkonapetove-motory/motory-process-performance-s-hlinikovou-kostrou-ie3>
- [11] *SIBRE: Catalog disc brake USB5 - V - ELHY* [online]. [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: https://www.sibre.de/wp-content/uploads/2021/02/USB5_V_ELHY_2021_EN.pdf
- [12] ČSN EN 13001-3-3. *Jeřáby - Návrh všeobecně - Část 3-3 Mezní stavy a prokázání způsobilosti kontaktů kolokolejnice*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015.

- [13] *Industry Mall SIEMENS: configurator SIMOGEAR Geared Motors* [online]. [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: <https://mall.industry.siemens.com/mall/en/WW/Catalog/Products/10165551>
- [14] *KONECRANES: RTG family* [online]. [cit. 2021-03-15]. Dostupné z: <https://www.konecranes.com/equipment/container-handling-equipment/rubber-tired-gantry-cranes>
- [15] *LIEBHERR: Rubber tyre gantry cranes* [online]. [cit. 2021-03-15]. Dostupné z: <https://www.liebherr.com/en/aus/products/maritime-cranes/port-equipment/rubber-tyre-stacking-cranes/rubber-tyre-gantry-cranes.html>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a, b, c	[mm]	vzdálenosti
a_{ap}	[m·s ⁻²]	zrychlení pojezdu
a_{az}	[m·s ⁻²]	zrychlení zdvihu
a_{bp}	[m·s ⁻²]	zpomalení pojezdu
a_z	[m·s ⁻²]	svislé zrychlení nebo zpomalení pohybu
a_{zb}	[m·s ⁻²]	zpomalení zdvihu
b_1	[mm]	šířka pásnice nosníku
b_2	[mm]	tloušťka stojiny nosníku
b_r	[-]	efektivní nosná šířka
C	[-]	celkový počet pracovních cyklů během návrhové životnosti jeřábu
c_a	[-]	aerodynamický součinitel uvažovaného prvku
D	[mm]	příslušný nejmenší průměr $D = \min(D_{kladka}, 1,125 \cdot D_{buben}, 1,125 \cdot D_{vyrovnávací})$
D'_b	[mm]	základní průměr lanového bubnu
D'_{vk}	[mm]	základní průměr vodící kladky
D'_{vrk}	[mm]	základní průměr vyrovnávací kladky
D_1	[mm]	průměr bubnu pod lanem
D_b	[mm]	jmenovitý průměr lanového bubnu dle [6], str. 2
d_l	[mm]	průměr zvoleného lana
D_{vk}	[mm]	jmenovitý průměr vodící kladky dle [6], str. 2
D_{vrk}	[mm]	jmenovitý průměr vyrovnávací kladky dle [6], str. 2
D_w	[-]	průměr kola
E_m	[MPa]	ekvivalentní modu pružnosti
e_{vk}	[mm]	rameno valivého odporu dle [7] str. 139
\bar{F}	[N]	celková průměrná síla
F_1	[N]	síla způsobená hmotností jeřábové kočky a břemenem
f_1	[-]	zmenšující součinitel pro tlak po hraně
F_2	[N]	síla způsobená břemenem na vyrovnávací kladky
f_2	[-]	zmenšující součinitel pro nerovnoměrné rozložení tlaku.
F_a	[N]	síla od zrychlení
F_b	[N]	síla od břemena

F_{bu}	[N]	síla, kterou vytváří hmotnost břemena
F_{cu}	[N]	celková síla hmotností při únavě
$f_{\check{c}}$	[-]	součinitel čepového tření dle [7] str. 138
f_f	[-]	součinitel dalších vlivů
f_{f1}	[-]	součinitel vlivu tlaku na hraně pro únavu
f_{f2}	[-]	součinitel vlivu nerovnoměrného rozdělení tlaku pro únavu
f_{f3}	[-]	součinitel vlivu přičení
f_{f4}	[-]	součinitel vlivu mechanického pohybu
F_h	[N]	vodorovná síla na břemeno zdvihu
F_{ku}	[N]	Síla, kterou vytváří hmotnost jeřábové kočky s komponenty
F_l	[N]	únosnost zvoleného lana
F_{lmin}	[N]	minimální požadovaná únosnost lana s bezpečností
$F_{lRd.s}$	[N]	návrhová síla únosnosti
$F_{lRd.s}$	[N]	návrhová síla únosnosti při únavě
$F_{lsd,s}$	[N]	návrhová síla v laně
$F_{lsd,s}$	[N]	návrhová síla v laně při únavě
$F_{pRd.f}$	[N]	návrhová kontaktní síla únosnosti při únavě
$F_{pRd.s}$	[N]	návrhová kontaktní síla únosnosti
$F_{pSd,f}$	[N]	návrhová kontaktní síla při únavě
$F_{pSd,s}$	[N]	návrhová kontaktní síla
f_r	[-]	součinitel dalších vlivů
f_{r1}	[-]	součinitel vlivu průměrů bubnu a kladek
f_{r2}	[-]	součinitel vlivu tahové pevnosti drátu
f_{r3}	[-]	součinitel vlivu úhlu náběhu
f_{r4}	[-]	součinitel vlivu mazání lana
f_{r5}	[-]	součinitel vlivu drážky
f_{r6}	[-]	součinitel vlivu typu lana
f_{r7}	[-]	součinitel vlivu vícevrstvého bubnu
f_{ref}	[-]	součinitel opakovaní větru mimo provoz
F_{S1}	[N]	zatížení od námrazy
f_{S1}	[-]	součinitel zvětšující sílu v laně vlivem účinnosti lanového systému
f_{S2}^*	[-]	součinitel zvětšující sílu v laně vlivem nerovnoběžných nosných průřezů
f_{S2}	[-]	součinitel zvětšující sílu v laně vlivem nerovnoběžných nosných průřezů

f_{S3}	[-]	součinitel zvětšující sílu v lan vlivem vodorovné síly na břemeno zdvihu
f_{S3}^*	[-]	součinitel zvětšující sílu v laně vlivem vodorovné síly na břemeno zdvihu
$F_{sd,f,i}$	[N]	návrhová průměrná kontaktní síla působící na kolo
$F_{sd,f,i}$	[N]	návrhová síla v laně při ohybu i
F_{sl}	[N]	zatížení svislého lana od břemena
F_{ul}	[N]	minimální síla při přetržení lana
F_u	[N]	referenční kontaktní síla
F_{vl}	[N]	síla od vlastní hmotnosti jeřábové kočky
F_{W1}	[N]	zatížení od větru pro výpočet nosné konstrukce
F_{W2}	[N]	zatížení od větru pro výpočet potřebných rozjezdových hnacích sil
F_{W3}	[N]	zatížení od větru pro výpočet potřebného výkonu při ustáleném pohybu
F_{wz}	[N]	síla při bouřlivém větru
f_y	[-]	mez kluzu pod kaleným materiálem
g	[m·s ⁻²]	tíhové zrychlení
H	[m]	výška zdvihu
h_1	[mm]	tloušťka pásnice nosníku
h_2	[mm]	šířka stojiny nosníku
i	[-]	pořadové číslo cyklu zdvihání se silou $F_{sd,f,i}$
i_{pp}	[-]	převodový poměr převodovky
i'_{pn}	[-]	návrhový převodový poměr
i_{cz}	[-]	celkový převodový poměr
i_D	[-]	počet kontaktů odvalování v referenčním bodě
i_k	[-]	lanový převod
i_{max}	[-]	celkový počet cyklů lana
i_p	[-]	převodový poměr zvolené převodovky
i_{tot}	[-]	počet kontaktů kola při odvalování
I_w	[-]	návrhový počet sad kol
J_1	[mm ⁴]	kvadratický moment průřezu pásnice nosníku
J_{1x}	[mm ⁴]	kvadratický moment průřezu mimo hlavní centrální systém pásnice nosníku
J_2	[mm ⁴]	kvadratický moment průřezu stojiny nosníku
k_b	[-]	zvolený součinitel bezpečnosti
k_c	[-]	součinitel spektra kontaktní síly

k_k	[-]	bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti
k_L	[-]	součinitel bezpečnosti lana
k_n	[-]	poměr spouštěcího ku nominálnímu momentu motoru dle výrobce [10]
k_r	[-]	součinitel spektra síly v laně
l_1	[mm]	délka střední části bubnu
l_2	[mm]	délka krajní části bubnu
l_B	[mm]	celková délka bubnu
l_b	[mm]	rameno ohybového momentu
L_j	[mm]	rozchod kol jeřábové kočky
l_k	[mm]	rozvor kol jeřábové kočky
L_l	[m]	délka navíjeného lana
l_r	[m]	délka lana v jedné větvi
l_z	[mm]	délka jedné závitové části
m	[-]	exponent při kontaktu kola a kolejnice podle [12] $m = 3,33$
m_b	[kg]	hmotnost břemena
m_H	[kg]	hmotnost břemena zdvihu
m_{Hr}	[kg]	hmotnost břemena zdvihu
m_i	[kg]	uvažované hmotnosti břemena při zvedání
m_k	[kg]	hmotnost komponent jeřábové kočky
m_k	[kg]	síla od komponent na jeřábové kočce
M_{kb}	[N·mm]	krouticí moment na plášti bubnu
M_{kp}	[N·m]	krouticí momentu přenášený převodovkou
M_m	[N·m]	moment od hmotnosti zatíženého jeřábu na naklonění rovině
M_{nz}	[N·m]	jmenovitý krouticí moment motoru dle výrobce [10]
$M_{o,max}$	[N·mm]	maximální ohybový moment nosníku
M_{ob}	[N·mm]	ohybový moment působící na plášť bubnu
M_{rozb}	[N·m]	rozběhový moment, který motor musí překonat
m_{sp}	[kg]	hmotnost spreaderu
M_{st}	[N·m]	statický moment břemene zvihu
M_t	[N·m]	moment pasivních odporů
M_V	[N·m]	moment od síly větru
m_{vl}	[kg]	vlastní hmotnost jeřábové kočky
M_{Zb}	[N·m]	brzdový moment

M_{zP}	[N·m]	moment posuvných setrvačných sil
M_{zPp}	[N·m]	setrvačných sil přímočaré se pohybujících hmot
M_{zPb}	[N·m]	moment posuvných setrvačných sil při brždění
M_{zR}	[N·m]	moment setrvačných sil rotujících částí
M_{zRm}	[N·m]	moment setrvačných sil rotujících částí motoru
M_{zRb}	[N·m]	moment setrvačných sil rotujících částí při brždění
$M_{Zroz b}$	[N·m]	rozběhový moment
n'_{bn}	[min ⁻¹]	návrhové otáčky lanového bubnu
n	[-]	počet nosných průřezů lana
n	[-]	počet nosných průřezů lana v jedné větvi
n_{bn}	[min ⁻¹]	skutečné otáčky lanového bubnu
n_c	[-]	celkový počet pojíždějících kol
n_k	[min ⁻¹]	skutečné otáčky pojezdových kol
n_{mz}	[min ⁻¹]	jmenovité otáčky motoru
n_s	[-]	počet pevných kladek mezi bubnem a speaderem
P_{mp}	[kW]	potřebný výkon jednoho motoru
P_p	[kW]	potřebný výkon motorů
$q(z)$	[Pa]	ekvivalentní statický tlak při bouřlivém větru
$q(3)$	[Pa]	tlak větru při rychlosti nárazového větru
R_a, R_b	[N]	vazebné reakce
$r_{\check{c}}$	[mm]	poloměr čepu
R_{Dd}	[-]	referenční poměr
RMG		Rubber tired gantry crane
R_r	[MPa]	třída pevnosti lana podle [3]
RTG		Rail monted gantry crane
R_w	[mm]	poloměr pojezdového kola
S	[m ²]	charakteristická plocha uvažovaného prvku
S_p	[mm ²]	obsah pásnice nosníku
s_B	[mm]	předběžná tloušťka stěny bubnu dle [7] str. 99
S_c	[-]	parametr historie síly
s_r	[-]	parametr historie síly v laně
STS		Ship-to-shore crane
t	[mm]	rozteč závitů na lanovém bubnu

T	[N]	tažná síla motoru
t_{az}	[s]	doba rozběhu zdvihu
t_{bp}	[-]	doba zabrzdění zdvihu
t_{zb}	[s]	požadovaná doba zpomalení zdvihu
$v(3)$	[m·s ⁻¹]	v je rychlost nárazu větru jako průměr intervalu 3 vteřin
$v(z)$	[m·s ⁻¹]	ekvivalentní statická rychlost při bouřlivém větru
V	[mm ³]	objem nosníku
\bar{v}	[m·s ⁻¹]	střední rychlost větru jako průměr intervalu 10 minut ve výšce 10m
ν_C	[-]	relativní celkový počet kontaktů odvalování
ν_h	[m·s ⁻¹]	charakteristická zdvihová rychlost břemena, výpočet podle [1] tab. 3
$\nu_{h,max}$	[m·s ⁻¹]	maximální ustálená rychlost zdvihu
ν_{kn}	[m·min ⁻¹]	požadovaná pojezdová rychlost
ν_r	[-]	relativní celkový počet ohybů
ν_{ref}	[m·s ⁻¹]	rychlost při bouřlivém větru
ν_z	[m·min ⁻¹]	skutečná rychlost zdvihu
ν_{zb}	[m·min ⁻¹]	požadovaná rychlost zdvihu břemene
w	[-]	příslušný počet ohybů
w_D	[-]	počet ohybů v referenčním bodě $5 \cdot 10^5$ podle [5]
w_i	[-]	příslušný počet ohybů při pohybu [5] přílohy a
W_{kb}	[mm ³]	modul průřezu v krutu
W_o	[mm ³]	modul průřezu v ohybu
W_{ob}	[mm ³]	modul průřezu v ohybu
w_{tot}	[-]	celkový počet ohybů za dobu životnosti lana
\bar{x}	[-]	průměrné přemístění příslušného pohybu jeřábu
X_v	[-]	součinitel vedení kočky dle [7] str. 139
y	[mm ²]	posunutí těžiště pásnice do hlavního centrálního systému
z	[-]	počet konců lana navíjených na buben
Z_a	[-]	skutečný součinitel bezpečnosti lana
z_{Bn}	[-]	potřebný počet závitů pro navinutí lana na jedné závitové části
α_b	[-]	součinitel zahrnující další vlivy rotujících hmotností
α	[-]	součinitel závislý na typu součásti a skupině jeřábů dle [6], str. 2
β_2	[-]	součinitel závislý na tuhosti jeřábu
β_{max}	[°]	největší úhel mezi nosným průřezem a směrem působení zatížení

γ	[°]	úhel mezi svislou osou a průmětem lana do roviny určené silou F_h
γ_{cf}	[-]	součinitel kontaktní únosnosti podle [12] $\gamma_{cf} = 1,1$
γ_f	[-]	součinitel bezpečnosti pro metodu dovolených napětí
γ_m	[-]	dílčí součinitel spolehlivosti materiálu
γ_n	[-]	součinitel rizika
γ_p	[-]	dílčí součinitel bezpečnosti
γ_{rb}	[-]	minimální součinitel únosnosti lana
γ_{rf}	[-]	minimální součinitel únosnosti lana
δ_p	[-]	součinitel uvažující kombinace tlaku větru a pasivních odporů
δ	[-]	pomocný součinitel pro účinky gravitace
ε_{S2}	[-]	je součinitel větru úrovně W2
ε_{S3}	[-]	je součinitel větru úrovně W3
η_1	[-]	účinnost jedné kladky
η_b	[-]	mechanická účinnost lanového bubnu dle [8] str. 67
η_c	[-]	celková účinnost mechanismu zdvihu podle [7]
η_{cm}	[-]	celková mechanická účinnost dle [15]
η_{kl}	[-]	účinnost kladkostroje
η_p	[-]	účinnost převodovky dle výrobce [9]
η_s	[-]	účinnost jednoho ložiska kladky pro valivá ložiska 0,985 podle [5]
η_{tot}	[-]	celková účinnost lanového převodu
ν	[-]	koeficient radiální deformace. pro ocel $\nu = 0,3$
ρ	[kg·m ⁻³]	hustota vzduchu
ρ_{oc}	[kg·m ⁻³]	hustota oceli
σ_{dovb}	[MPa]	dovolené napětí bubnu
σ_k	[MPa]	mez kluzu materiálu
σ_o	[MPa]	maximální ohybové napětí, které působí v nosníku
σ_{ob}	[MPa]	ohybové napětí bubnu
σ_{redb}	[MPa]	redukované napětí bubnu
σ_{tl}	[MPa]	tlakové napětí bubnu
τ_{kb}	[MPa]	napětí bubnu v krutu
\emptyset	[-]	dynamický součinitel pro účinky setrvačnosti a tíhy
\emptyset^*	[-]	dynamický součinitel pro účinky setrvačnosti a gravitace
\emptyset_5	[-]	dynamický součinitel pro zatížení způsobená zrychlením

ϕ_1	[-]	součinitel gravitačního účinku hmotnosti
ϕ_2	[-]	součinitel zdvínání volně ležícího břemena
ϕ_{2c}	[-]	součinitel zdvínání volně ležícího břemena pro výjimečná zatížení
$\phi_{2,min}$	[-]	minimální součinitel, zvolen podle [1] tab. 4
ϕ_{2t}	[-]	teoretický součinitel pro určení zdvihové třídy
ϕ_6	[-]	součinitel zkušebního břemena
ψ	[-]	součinitel zohledňující zmenšení síly vlivem opásání podle [7] str. 100

SEZNAM PŘÍLOH

Výkresová dokumentace:

P1	Výkres sestavy
P2 a P3	Kusovník sestavy 2x
P4	Výkres svařence rámu
P5	Kusovník svařence rámu
P6	Výkres svařence bubnu
P7	Kusovník svařence bubnu